Mr ŽELJKO JAMBROŠIĆ

PUMPE I PUMPNE STANICE

SAVEZ ENERGETIČARA HRVATSKE
ZAGREB, 1977.

Glavni i odgovorni urednik
EGON KOŠ, strojarski inspektor

Tehnički urednik
MARIJAN ŠIVAK

Stručna recenzija
FRANO BRAČANIN, pedagoški savjetnik

Jezična recenzija
MILAN SIMON, profesor

Prema mišljenju Sekretarijata za prosvjetu, kulturu i fizičku kulturu SR Hrvatske br. 4105/1-1973 ovo izdanje ne podliježe plaćanju osnovnog poreza na promet proizvoda (čl. 36 stav 1, toč. 7 Zakona)

Zabranjeno je sadržaj ove knjige tiskati u cijelosti ili u dijelovima bez posebnog odobrenja autora i izdavača

Izdavač: Savez energetičara Hrvatske — Uredništvo časopisa »Energetičar«, Zagreb
1977

Tisak: OOUR »TMG« — NIŠP-a »Vjesnik« — Zagreb

PREDGOVOR

S razvojem naše industrije i modernizacijom postojećih postrojenja u našoj se pogonskoj praksi sve više osjeća nedostatak stručne literature iz područja rada, primjene i održavanja pumpnih postrojenja. Zahvaljujući inicijativi Saveza energetičara Hrvatske učinjen je pokušaj da se izdavanjem knjige »Pumpe i pumpne stanice« ispuni praznina na tom području stručne literature.

Knjiga je u prvom redu namijenjena neposrednim rukovaocima pumpnih postrojenja u pogonu a posebno u vodoopskrbi. Osim toga s brojnim podacima i objašnjenjima iz teorije i prakse predstavljat će prikladan priručnik i za ostalo tehničko osoblje koje se na bilo koji način susreće s pumpama i pumpnim stanicama.

S obzirom na svoju osnovnu namjenu matematički izrazi svedeni su na minimum, a tamo gdje su bili neophodni popraćeni su numeričkim primjerima.

Bez sumnje da knjiga, u svom sadašnjem obliku, ima svojih slabih mjesta, koja će se neminovno morati dotjerati u možebitnim kasnijim izdanjima. Naime, sadašnje daljnje dotjerivanje knjige značilo bi odlaganje njenog izlaženja za još jednu ili dvije godine, a autor vjeruje da potrebe prakse opravdavaju izdavanje knjige i u ovom obliku.

Zagreb, prosinca 1976. *A u t o r*

A. PUMPE

1. OPĆENITO O PUMPAMA

1.1 OSNOVNA PODJELA PUMPA

Pod pumpama podrazumijevamo strojeve ili uređaje koji imaju zadatak da povećanjem energije tekućine omoguće njeno premještanje s mjesta nižeg pritiska na mjesto višeg pritiska.

Pumpe se mogu podijeliti u tri osnovne grupe i to na:

1. rotacione pumpe,
2. volumne pumpe,
3. pumpe posebnih konstrukcija.

Karakterističan element rotacionih pumpa je rotor s lopaticama. On se okreće u kućištu pumpe ispunjenom tekućinom. Mehanička energija — dobavljena pogonskim motorom — pomoću rotora predaje se tekućini i troši dijelom na povećanje pritiska tekućine, a dijelom na povećanje njene kinetičke energije. Lopatice rotora tako su izvedene da na njihovoj ulaznoj strani dolazi do razvijanja potlaka, a na izlaznoj strani do povišenja pritiska tekućine.

Karakterističan element volumnih pumpa je klip. On tlačnom silom djeluje na tekućinu, povisuje joj pritisak i potiskuje je iz kućišta pumpe. Mehanička energija pogonskog motora predaje se tekućini pomoću pravocrtno ili kružno gibajućeg klipa.

Pumpe su posebnih konstrukcija pumpe bez posebnog motornog ili ručnog pogona. U njih se hidraulička, toplinska ili električna energija neposredno pretvara u energiju gibanja tekućine i povišenje njene potencijalne energije.

Na sl. 1. prikazana je opća klasifikacija pumpa. S obzirom na detaljnu podjelu mogu se postaviti slijedeće opće karakteristike pojedinih tipova pumpa:

a) centrifugalne pumpe — u njih se dobava tekućine vrši djelovanjem centrifugalne sile koja nastaje brzim okretanjem rotora s lopaticama;

b) propelerne pumpe (aksijalne pumpe) — dobava tekućine vrši se djelovanjem lopatica rotora propelernog tipa, a tekućina se giba paralelno s osovinom rotora;

c) poluaksijalne pumpe — kao prijelazni oblik između centrifugalnih i propelernih pumpa;

d) klipne pumpe — u kojih se dobava tekućine vrši izmjeničnim pravocrtnim gibanjem klipa;

e) krilne pumpe — u kojih se dobava tekućine vrši izmjeničnim lučnim gibanjem pločastog klipa;

f) membranske pumpe — dobava se tekućine vrši izmjeničnim gibanjem elastične membrane;

g) zupčaste pumpe — u kojih se dobava tekućine vrši zahvatom zupčanika;

h) vijčane pumpe — kod kojih se dobava vrši potiskivanjem tekućine klipovima oblika pužnog vijka;

i) mamut pumpe — u kojih se za dobavu tekućine koristi energija komprimiranog zraka;

j) strujne pumpe — kod kojih se za dobavu tekućine koristi energija strujanja tekućine, pare ili plina;

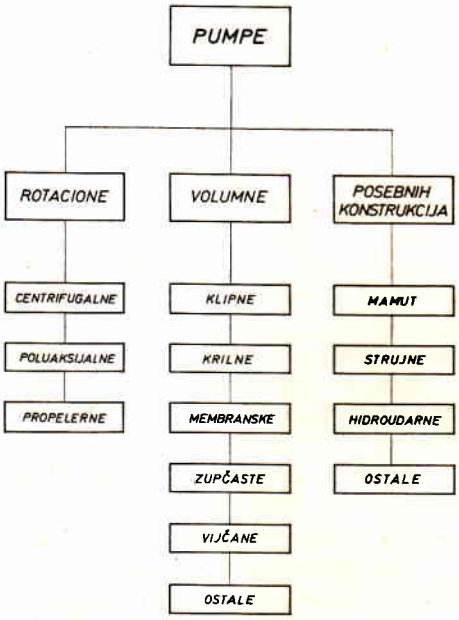
k) hidroudarne pumpe — u kojih se za dobavu tekućine koristi energija hidrauličkog udara.

Najvažnije od svih pumpa su centrifugalne — iz grupe rotacionih pumpa, i klipne — iz grupe volumnih pumpa. One su, osim konstruktivnih razlika, razlikuju i prema načinu dobave tekućine i po mogućnostima pogona.

Osnovna prednost centrifugalne pumpe je kontinuirana dobava tekućine, što se kod klipnih pumpa može postići samo primjenom višeradnih ili višecilindričnih pumpa i zračnim komorama. Centrifugalne pumpe nemaju ventila koji su najosjetljiviji elementi klipnih pumpa. Oni zauzimaju malo mjesta, posluživanje je njihovo jednostavno, a troškovi održavanja nisu veliki.

U klipne pumpe klip se kreće naizmjenice i to čas u jednom, čas u drugom pravcu s određenim brojem hodova u minuti. Zato je za rad klipne pumpe povoljno da dobiva pogon neposredno od parnog stoja istog broja hodova (parne klipne pumpe). Ako klipna pumpa dobiva pogon od nekog rotacionog stroja, broj okretaja pogonskog stroja treba smanjiti na određenu veličinu, jer su klipne pumpe u pravilu sporohodni strojevi. Osim togi rotaciono gibanje treba pretvoriit u pravocrtno.

Ako se pogon pumpe mora vršiti nekim rotacionim strojem, centrifugalna pumpa ima izrazitih prednosti. Zbog rotacionog kretanja rotora i srednjeg ili visokog broja okretaja pumpa se može direktno spojiti s elektromotorom, parnom turbinom ili motorom s unutrašnjim izagaranjem.



Sl. 1. Opća klasifikacija pumpa

Centrifugalne se pumpe mogu prilagoditi različitim potrebama dobave, ali je zbog međusobne zavisnosti između dobave i visine dizanja kod njih to teže izvršiti nego kod klipnih pumpa; u klipnih pumpa može se količina dobave regulirati bez utjecaja na visinu dizanja promjenom broja okretaja, a kod posebnih izvedbi i promjenom hoda klipa.

U velikih centrifugalnih pumpa suvremenih konstrukcija postižu se stupnjevi djelovanja koji dostižu stupnjeve djelovanja klipnih pumpa. Centrifugalne pumpe manjih snaga imaju nešto slabiji stupanj djelovanja od klipnih pumpa, ali se u većini slučajeva ovaj nedostatak kompenzira drugim prednostima centrifugalnih pumpa.

Centrifugalne pumpe, premda imaju neospornih prednosti pred klipnim pumpama, imaju i jednu osnovnu manu. Pri pokretanju centrifugalne pumpe — uz izuzetak pumpa posebnih konstrukcija — ne mogu same izvući zrak iz usisnog cjevovoda, tj, one ne mogu same povući tekućinu. Prije svakog pokretanja usisni cjevovod i kućište pumpe potrebno je zapuniti tekućinom. Ovaj

nedostatak ima posebno značenje pri automatizaciji pumpnih postrojenja, kada je pokretanje i zaustavljanje pumpe potrebno vršiti automatski bez učešća poslužnog osoblja. Premda i automatizacija zalijevanja pumpe ne predočuje poseban tehnički problem, već u svakom slučaju uvjetuje znatno složeniji sustav automatizacije.

1.2 OTPORI U CJEVOVODIMA

Da bi pumpa bilo koje konstrukcije mogla izvršiti svoj zadatak — premještanje tekućine s mjesta nižeg pritiska na mjesto višeg pritiska — mjesto iz kojeg se vrši pumpanje (npr. bunar) mora cijevima biti povezano s mjestom na koje se vrši pumpanje (npr. rezervoar).

Tekućina na svom putu kroz cjevovod mora utrošiti dio svoje nergije na svladavanje otpora trenja. Otpori u cjevovodu ovise o vrsti tekućine, o brzini strujanja, o promjeru i dužini cijevi, o materijalu i stanju površine cijevi te o ugrađenim armaturama i fazonskim komadima.

Brzina strujanja tekućine u cjevovodu različita je s obzirom na odabrani poprečni presjek cijevi. Dok je ona uz stijenku cijevi jednaka nuli, u simetrali cijevi poprima najveću vrijednost. Radi jednostavnosti u proračunima se pretpostavlja da je brzina konstantna duž cijelog presjeka cijevi te se brzina strujanja v (m/s) izvodi iz jednadžbe kontinuiteta

$$Q = A \cdot v \tag{1}$$

Tu je: Q — protočna količina tekućine $[m^3/s]$, A — površina poprečnog presjeka cijevi $[m^2]$

Pad pritiska Δp $[N/m^2]$ uslijed otpora cjevovoda općenito se može prikazati Darcy-evim izrazom

$$\Delta p = \zeta \varrho \frac{v^2}{2} \tag{2}$$

Ovdje je: ζ — koeficijent otpora, ϱ — gustoća tekućine $[kg/m^3]$, v — brzina strujanja tekućine $[m/s]$.

Za ravne cijevi kružnog presjeka vrijedi

$$\zeta = \lambda \frac{L}{d} \tag{3}$$

Tu je: λ — koeficijent otpora trenja, L — dužina cijevi $[m]$, d — promjer cijevi $[m]$.

Ukupni pad pritiska Δp $[N/m^2]$ može se prikazati kao zbroj pada pritiska uslijed otpora u ravnom dijelu cjevovoda

$$\Delta p_1 = \lambda \frac{L}{d} \varrho \frac{v^2}{2}$$

i pada pritiska uslijed pojedinačnih otpora

$$\Delta p_2 = \Sigma \zeta \varrho \frac{v^2}{2}.$$

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 = \lambda \frac{L}{d} \varrho \frac{v^2}{2} + \Sigma\zeta\varrho \frac{v^2}{2} = (\lambda \frac{L}{d} + \Sigma\zeta)\varrho \frac{v^2}{2} \quad (4)$$

U praktičnoj je primjeni često puta svrsishodno pritisak p $[N/m^2]$ izraziti u metrima stupca tekućine h. Pri tom općenito vrijedi

$$h = \frac{d}{\varrho g}$$

Tu je: h — pritisak izražen u metrima stupca tekućine, p — pritisak $[N/m^2]$, ϱ — gustoća tekućine $[kg/m^3]$, g — *ubrzanje zemljine teže* $[g = 9{,}81\ m/s^2]$.

S obzirom to da je $1\ N$ ona sila koja masi od 1 kg daje ubrzanje od $1\ m/s^2$, onda vrijedi $N/m^2 = \frac{kg \cdot m}{s^2 \cdot m^2}$

Iz rečenog slijedi dimenzija za

$$h = m \frac{kg \cdot m \cdot m^3 \cdot s^2}{s^2 \cdot m^2 \cdot kg \cdot m}$$

Ukupni pad pritiska izražen kao otpor cjevovoda h_w u metrima stupca vode dobit će se dijeljenjem jednadžbe (4) s umnoškom gustoće vode i ubrzanja zemljine teže. Prema tome u slučaju dobave vode izraz za ukupni otpor cjevovoda Σh_w *(m) poprimit će oblik*

$$\Sigma h_w = h_{w_1} + h_{w_2} = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} + \Sigma\zeta \frac{v^2}{2g} = (\lambda \frac{L}{d} + \Sigma\zeta) \frac{v^2}{2g} \quad (5)$$

Koeficijent otpora trenja λ zavisi o karakteru strujanja te o materijalu i hrapavosti stijenke cijevi. Za točne proračune koeficijent se otpora trenja izračunava pomoću određenih složenih izraza, a za približno određivanje u većini pogonskih slučajeva mogu se koristiti srednje vrijednosti navedene u tablici 1.

Koeficijent otpora trenja

Tablica 1

Materijal	cijevi	Promjer cjevovoda (mm)					
		100	150	200	300	400	500
Lijevane željezne cijevi	nove	0,033	0,029	0,027	0,024	0,022	0,021
	stare	0,038	0,034	0,031	0,028	0,026	0,024
Čelične cijevi		0,025	0,023	0,021	0,019	0,018	0,017

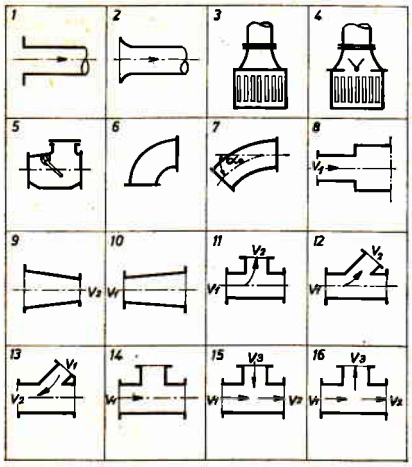
Pojedinačni se otpori armatura i fazonskih komada mogu izračunati pomoću tabele 2 za koju su na sl. 2. dana potrebna objašnjenja.

Koeficijent otpora ξ armatura i fazonskih komada

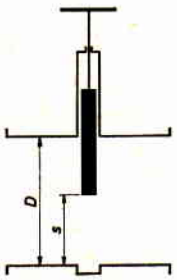
Tablica 2

Red. br.	Naziv	ξ	Napomena
1	neproširenі ulaz u cijev	0,5	
2	blago prošireni ulaz u cijev	0,1—0,2	
3	usisna košara bez povratne zaklopke	2—3	
4	usisna košara s povratnom zaklopkom	5—8	
5	povratna zaklopka	1,7	
6	koljeno (LP4 koman)	0,5—0,6	
7	lup pod kutem α	$\frac{\alpha^0}{90}$ (0,5—0,6)	$h_w = \xi \frac{v_1^2}{2g}$
8	izlaz iz cijevi u rezervoar	1,0	$h_w = \xi \frac{v_2^2}{2g}$
9	prijelazni komad (RP komad) — suženje	0,1	$h_w = \xi \frac{v_1^2}{2g}$
10	prijelazni komad (RP komad) — proširenje	0,25	$h_w = \xi \frac{v_2^2}{2g}$
11	OP komad — izlaženje tekućine	1,5	$h_w = \xi \frac{v_2^2}{2g}$
12	kosi OP komad — izlaženje tekućine	1,0	$h_w = \xi$
13	kosi OP komad — ulaženje tekućine	0,5	
14	OP komad — prolaz tekućine	0,1	
15 16	OP komad — ulaženje ili odvajanje tekućine	1,5	$h_w = \xi \frac{v_3^2}{2g}$

Koeficijent otpora ζ zasuna za razne položaje klina zasuna (sl. 3) izveden je u tabeli 3.



Sl. 2 Fazonski komadi i armature — ilustracija uz tablicu 2



Sl. 3 Shema položaja klina zasuna

Koeficijent otpora ξ klinastih zasuna

Tablica 3

D [mm]	s/D					
	1	3/4	1/2	3/8	1/4	1/8
50	0,16	0,68	3,0	6,5	20	140
100	0,14	0,55	2,6	5,5	16	92
150	0,12	0,49	2,4	5,3	14	73
200	0,10	0,46	2,3	5,2	13	66
300	0,07	0,42	2,2	5,1	12	56

Primjer 1:

Kolika je brzina strujanja tekućine u cjevovodu promjera 200 mm, ako kroz njega prolazi količina tekućine od *100 m³/h?*

Rješenje

Površina poprečnog presjeka okrugle cijevi

$$A = \frac{d^2\pi}{4} = \frac{0{,}2^2\pi}{4} = 0{,}0314\ m^2$$

Protočnu količinu treba uvrstiti u m^3/s pa je

$$Q = 100\ m^3/h = \frac{100}{3600}\ m^3/s = 0{,}0278\ m^3/s$$

Brzina strujanja tekućine: $v = \frac{Q}{A} = \frac{0{,}0278}{0{,}0314} = 0{,}885\ m/s$

Primjer 2:

Odrediti promjer tlačnog cjevovoda za protok 70 *l/s*, ako je zadana brzina strujanja 1,0 *m/s*.

Rješenje:

Iz jednadžbe kontinuiteta: $Q = A \cdot v$

$$A = \frac{d^2\pi}{4} \rightarrow d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}07}{\pi}} = 0{,}298\ m$$

Odabire se cjevovod standardnog promjera $d = 300\ mm$.

Primjer 3:

Koliki su otpori u postojećem ravnom lijevano željeznom tlačnom cjevovodu ϕ 100 mm, dužine 250 m, ako pumpa dobavlja vodu u količini od *12 l/s*?

Rješenje

Otpori u ravnom cjevovodu računat će se prema izrazu

$$h_w = \lambda \frac{L}{d} \quad \frac{v^2}{2g}$$

Iz tabele 1 za stare lijevano željezne cijevi ϕ 100 *mm* $\lambda = 0{,}38$.

Brzina strujanja: $v = \frac{Q}{A} = \frac{4 \cdot Q}{d^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 0{,}012}{0{,}1^2 \cdot \pi} = 1{,}53\ m/s$

Otpori u cjevovodu: $h_w = 0{,}038 \cdot \frac{250}{0{,}1} \cdot \frac{1{,}53^2}{2 \cdot 9{,}81} = 11{,}3\ m$

Primjer 4:

Koliki je pad pritiska *[N/m²]* u dijelu cjevovoda shematski prikazanog na sl. 4, ako su u tom dijelu cjevovoda ugrađeni slijedeći elementi:

1 — LP8 komad (luk 45°) ϕ 80 mm, 2 — OP komad ϕ 100/100/80 mm, 3 — RP komad ϕ 100/150 mm, 4 — povratna zaklopka ϕ 150 mm, 5 — LP4 komad (koljeno) ϕ 150 mm,

Kroz cjevovod prolazi nafta gustoće $\varrho = 0{,}82\ kg/dm^3$.

Rješenje

Pad pritiska s obzirom na ukupne pojedinačne otpore

$$\Delta p = \Sigma \zeta \varrho \frac{v^2}{2}$$

gdje će se za ϱ uvrstiti $\varrho = 820\ kg/m^3$.

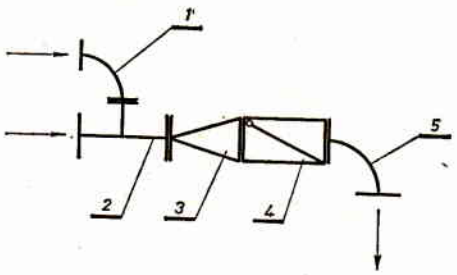
Na temelju podataka iz tabele 2 slijede pojedinačni otpori

a) *za LP8 komad* ϕ *80 mm*

$$v = \frac{Q_1}{A} = \frac{4\,Q_1}{d^2\pi} = \frac{4 \cdot 0{,}008}{0{,}08^2\pi} = 1{,}59\ m/s$$

$$\zeta = \frac{\alpha^\circ}{90}\,0{,}5 = \frac{45}{90}\,0{,}5 = 0{,}25$$

$$\Delta p = \zeta\varrho\,\frac{v^2}{2g} = 0{,}25 \cdot 820\,\frac{1{,}59^2}{2 \cdot 9{,}81} = 26{,}4\ N/m^2$$



Sl. 4 Ilustracija uz primjer 4

b) *za OP komad* ϕ *100/100/80 mm*

Prema skici 15 na sl. 2. za ovaj pogonski slučaj mjerodavna je brzina označena sa v_3 tj. brzina u priključku ϕ 80, dakle $v_3 = 1{,}59\ m/s$; $\zeta = 1{,}5$.

$$\Delta p = \zeta\varrho\,\frac{v_3^2}{2g} = 1{,}5 \cdot 820\,\frac{1{,}59^2}{2 \cdot 9{,}81} = 158{,}5\ N/m^2$$

c) *za RP komad* ϕ *100/150 mm*

Prema skici 10. na sl. 2. ovdje je mjerodavna brzina označena sa v_1, tj brzina na užem priključku prijelaznog komada; $\zeta = 0{,}25$.

$$v_1 = \frac{4\,(Q_1 + Q_2)}{d^2\pi} = \frac{4(0{,}008 + 0{,}012)}{0{,}1^2\pi} = 2{,}55\ m/s$$

$$\Delta p = \zeta\varrho\,\frac{v_1^2}{2\ g} = 0{,}25 \cdot 820\,\frac{2{,}55^2}{2 \cdot 9{,}81} = 67{,}9\ N/m^2$$

d) *za povratnu zaklopku* ϕ *150 mm* $\zeta = 1{,}7$,

$$v = \frac{4\,Q}{d^2\pi} = \frac{4 \cdot 0{,}02}{0{,}15^2\pi} = 1{,}13\ m/s$$

$$\Delta p = \zeta\varrho\,\frac{v^2}{2g} = 1{,}7 \cdot 820\,\frac{1{,}13^2}{2 \cdot 9{,}81} = 90{,}7\ N/m^2$$

e) *za LP4 komad* ϕ *150 mm*

$$\zeta = 0{,}5;\ v = 1{,}13\ m/s$$

$$\Delta p = \zeta \varrho \frac{v^2}{2g} = 0{,}5 \cdot 820 \frac{1{,}13^2}{2 \cdot 9{,}81} = 26{,}7\ N/m^2$$

f) ukupni pad pritiska

$$\Sigma \Delta p = 26{,}4 + 158{,}5 + 67{,}9 + 90{,}7 + 26{,}7 = 370{,}2\ N/m^2 = 0{,}003702\ bar$$

Primjer 5:

Koliko puta veći otpor pruža klinasti zasun ϕ 200 mm kada je poluzatvoren u odnosu na potpuno otvoreni zasun?

Rješenje:

Ako se sa Δp_0 označi pad pritiska kod otvorenog zasuna a sa Δp_z pad pritiska kod poluzatvorenog, bit će na temelju podataka iz tabele 3

$$\frac{\Delta P_z}{\Delta P_o} = \frac{\zeta_z \varrho \frac{v^2}{2g}}{\zeta_o \varrho \frac{v^2}{2g}} = \frac{\zeta_z}{\zeta_o} = \frac{2{,}3}{0{,}1} = 23$$

Poluzatvoren zasun ϕ 200 mm pružat će 23 puta veći otpor od potpuno otvorenog zasuna.

Primjer 6:

Koliki smije biti protok vode u ravnom čeličnom cjevovodu ϕ 100 *mm*, ako pad pritiska na dužini od 500 *m* smije biti 0,8 *bar*?

Rješenje:

Iz jednadžbe kontinuiteta

$$Q = A \cdot v = \frac{d^2 \pi}{4} v = \frac{0{,}1^2 \pi}{4} \cdot v = 0{,}00787$$

Brzina strujanja naći će se iz izraza za pad pritiska u ravnom dijelu cjevovoda: iz tabele 1 $\lambda = 0{,}025$

$$\Delta P = \lambda \frac{L}{d} \varrho \frac{v^2}{2}$$

$$v = \sqrt{\frac{2d\,\Delta p}{\lambda L \varrho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0{,}1 \cdot 80000}{0{,}025 \cdot 500 \cdot 1000}} = 1{,}13\ m/s$$

Dozvoljena je protočna količina vode

$$Q = 0{,}00787 \cdot 1{,}13 = 0{,}0089\ m/s = 8{,}9\ l/s$$

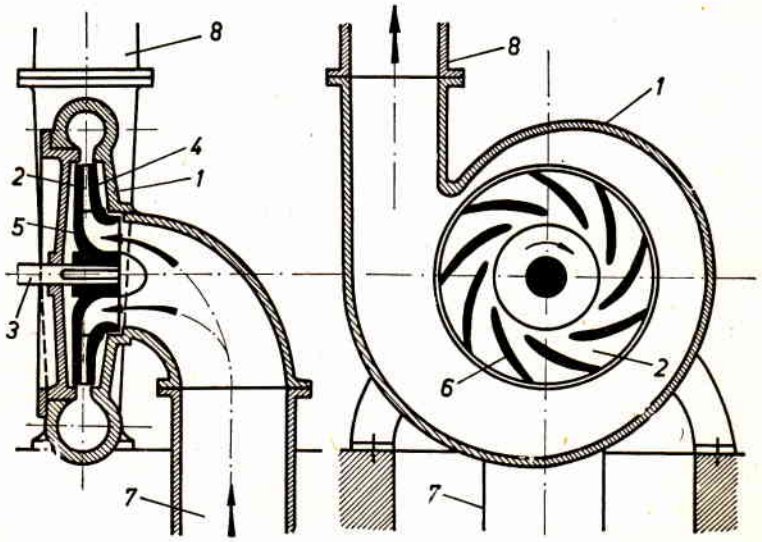
2. CENTRIFUGALNE PUMPE

2.1 OPĆENITO O CENTRIFUGALNIM PUMPAMA

2.11 Rad centrifugalne pumpe

Presjek jednostepene centrifugalne pumpe i njeni glavni dijelovi prikazani su na sl. 5. U kućištu (1) okreće se rotor (2) koji je svojom glavinom navučen na osovinu (3). Rotor se sastoj od prednjeg (4) i stražnjeg vijenca (5) Oni su međusobno povezani lopaticama (6). Ulazni otvor u rotor sačinjava prostor oko glavine, dok izlaz iz rotora sačinjava prstenasti otvor duž oboda.

Tekućina dolazi u pumpu kroz usisni priključak 7) i kroz ulazni otvor duž oboda.



Sl. 5 Glavni dijelovi centrifugalne pumpe
1 — kućište; 2 — rotor; 3 — osovina; 4 — prednji vijenac rotora; 5 — stražnji vijenac rotora; 6 — lopatica rotora; 7 — usisni priključak; 8 — tlačni priključak

Tekućina dolazi u pumpu kroz usisni priključak (7) i kroz ulazni otvor rotora prolazi u kanale — koje čine prednji i stražnji vijenac i dvije susjedne lopatice — ističe kroz obodni izlazni otvor rotora i odlazi u spiralni kanal kućišta pumpe, a odavde preko tlačnog priključka (8) u tlačni cjevovod. Tekućina dolazi u rotor u zbijenom aksijalnom mlazu, dok iz njega izlazi radijalno u obliku kružno raširene struje. Za vrijeme prolaza tekućine kroz kanale rotora lopatice uslijed svog okretanja djeluju na protočnu tekućinu, zahvaćaju čestice tekućine i prisiljavaju ih da se okreću zajedno s njima. Čestice su rotacijom podvrgnute djelovanju centrifugalne sile, koja ih odbacuje prema obodu rotora, sve ih više udaljava od simetrale osovine i sve im više povećava brzinu. Pri tom se u središnjem dijelu rotora stvara vakuum, tekućina se diže po usisnom cjevovodu i ulazi u pumpu te je time osigurano kontinuirano stru-

janje tekućine u pumpu. Tekućina odbačena do obodnog izlaznog otvora rotora ulazi u spiralni kanal kućišta, tamo joj se na račun smanjenja brzine povećava pritisak pa odlazi u tlačni cjevovod; kroz ulazni otvor rotora istovremeno nadolazi nova količina tekućine.

Na prolazu kroz rotor čestice se tekućine okreću zajedno s kanalima, a istovremeno djelovanjem centrifugalne sile vrše i radijalno gibanje kroz kanale. Okretanjem rotora postiže se kontinuirano gibanje tekućine kroz pumpu uz istovremeno povećanje energije tekućine; mehanička energija pogonskog stroja prenosi se preko osovine na rotor, koji je preko svojih lopatica predaje česticama tekućine.

2.12 Osnovna svojstva i podjela centrifugalnih pumpa

Centrifugalne pumpe, u odnosu na klipne, imaju svoje prednosti. Neke od njih bit će ovdje spomenute.

1. Nije potreban polužni mehanizam za pretvaranje kružnog u pravocrtno gibanje pa otpadaju mase koje se naizmjenično gibaju u suprotnom smjeru. Uslijed toga su centrifugalne pumpe konstruktivno jednostavne i zbijene, imaju malu težinu i relativno male dimenzije i kod velikih kapaciteta; za njihovo postavljanje potrebni su samo laki temelji.
2. Investicioni su troškovi postrojenja sa centrifugalnom pumpom manji nego kod klipne pumpe.
3. Nemaju ventile koji kod klipnih pumpa često prave neprilike u pogonu.
4. Dobava tekućine je jednolika i kontinuirana pa nije potrebna ugradnja usisnih i tlačnih zračnih komora.
5. Regulacija je dobavne količine tekućine jednostavna u širokim granicama dobave.
6. Moguće je brzo pokretanje i zaustavljanje pumpe.
7. Održavanje je jednostavno. Nema dijelova koji se brzo troše, pa su u pogonu sigurne i dugo su u upotrebi.
8. Spajanje s pogonskim motorom je jednostavno.

Centrifugalne pumpe imaju i nedostatke. Neki će biti ovdje spomenuti:

1. One se ne mogu pokrenuti ako prethodno nisu zalivene tekućinom. Prije svakog pokretanja potrebno je izvršiti zalijevanje pumpe.
2. Dobava se pumpe mijenja zavisno o razvijenom pritisku.
3. Ne mogu se izvoditi za male dobavne količine kod visokih pritisaka.

Za podjelu centrifugalnih pumpa ne postoji neka određena klasifikacija pa se podjela vrši prema raznim konstruktivnim i pogonskim karakteristikama.

Po broju stepena razlikuju se:

a) jednostepene pumpe u kojih je pumpa izvedena samo s jednim rotorom;
b) višestepene pumpe u kojih su dva ili više rotora uklinjena na jednoj osovini i smještena u zajedničkom kućištu. Kod ovih pumpa tekućina redom prolazi iz stepena u stepen, a ukupno razvijeni pritisak jednak je zbroju pritisaka razvijenih u pojedinom stepenu.

S obzirom na razvijeni pritisak razlikuju se:

a) niskotlačne pumpe pritiska do 30 *m*,
b) srednjetlačne pumpe pritiska od 30 do 80 *m*,
c) visokotlačne pumpe pritiska većeg od 80 *m*.

Prema načinu ulaza tekućine u rotor razlikuju se:

a) pumpe s jednostranim dovodom u kojih tekućina ulazi u rotor samo s jedne strane;
b) pumpe s dvostranim dovodom u kojih tekućina ulazi u rotor s obje strane.

Prema položaju osovine razlikuju se:

a) horizontalne pumpe,
b) vertikalne pumpe.

Prema izvedbi kućišta razlikuju se:

a) pumpe s jednodjelnim kućištem,
b) pumpe s dvodjelnim kućištem,
c) pumpe s prstenastim kućištem.

Prema načinu odvoda tekućine iz rotora razlikuju se:

a) pumpe bez statora u kojih tekućina iz rotora odlazi neposredno u spiralni kanal kućišta, a odatle se za tim odvodi u tlačni cjevovod ili putem međukanala u rotor slijedećeg stepena pumpe;
b) pumpe sa statorom koji može biti izveden kao prstenasti stator — kod čega se sastoji od dva paralelna prstena ili kao stator s lopaticama — kod čega su između statorskih prstena umetnute lopatice tako da prsteni i lopatice čine kanale. Kod pumpa sa statorom tekućina nakon izlaza iz rotora prolazi kroz stator i odavde ili u tlačni cjevovod ili putem međukanala u rotor slijedećeg stepena pumpe.

Osim ovih konstruktivnih podjela centrifugalne pumpe dijele se i s obzirom na primjenu i vrstu tekućine koja se pumpa, npr. cirkulacione pumpe za centralno grijanje, vatrogasne pumpe, brodske pumpe, pumpe za vodu, pumpe za naftu, pumpe za kiseline itd.

Za pogon centrifugalnih pumpa gotovo se isključivo koriste elektromotori koji su preko spojke direktno vezani za pumpu. Pri tom je kod pumpnih agregata snage do 200 *kW* prilagođena primjena asinhronih kaveznih elektromotora koji su pouzdani u pogonu i jednostavni su za posluživanje.

2.2 OSNOVNI TEORETSKI POJMOVI

2.21 Geodetska i manometarska visina dizanja

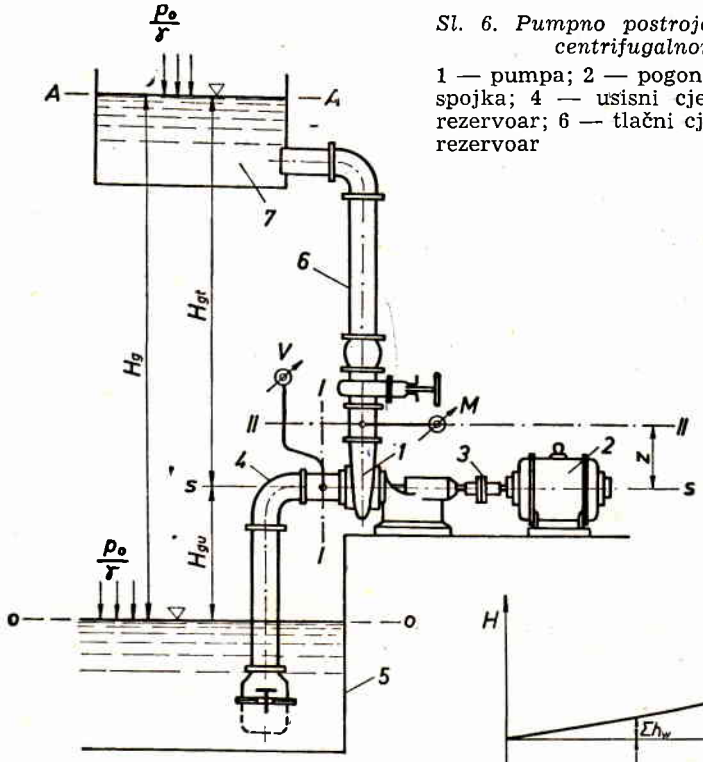
Na sl. 6. prikazano je pumpno postrojenje s horizontalnom centrifugalnom pumpom. Ono se sastoji od pumpnog agregata i cjevovoda koji dovodi tekućinu i bunar ili dovodnog rezervoara (5) do pumpe (1) i od nje je odvodi u prijemni rezervoar (7).

Pumpni se agregat sastoji od pumpe (1), pogonskog motora (2) i elementa (3) za prijenos okretnog momenta od motora do pumpe. Kao element za prijenos momenta mogu se koristiti spojke, plosnati ili klinasti remen, reduktor i sl.

Cjevovodi se sastoje od usisnog cjevovoda (4) i tlačnog cjevovoda (6) u koje je uključena armatura za regulaciju, zaštitna armatura, te pogonski mjerni i kontrolni instrumenti.

Usisni cjevovod služi za dovod tekućine od dovodnog rezervoara do pumpe. Da bi pumpa mogla podići tekućinu s nivoa koji se nalazi niže od sime-

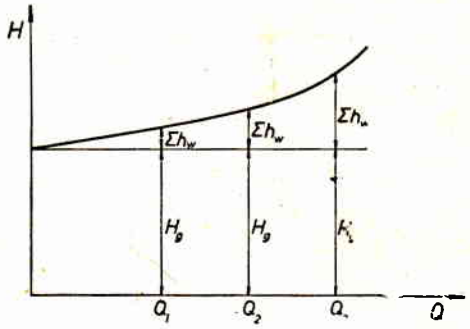
trale pumpe, mora pumpa razviti podtlak na ulazu tekućine u rotor. Vertikalna udaljenost između simetrale horizontalne centrifugalne pumpe *(s — s)* i slobodne površine tekućine u dovodnom rezervoaru *(o — o)* zove se geodetska usisna visina i označuje sa H_{gu}.



Sl. 6. Pumpno postrojenje s horizontalnom centrifugalnom pumpom

1 — pumpa; 2 — pogonski elektromotor; 3 — spojka; 4 — usisni cjevovod; 5 — dovodni rezervoar; 6 — tlačni cjevovod; 7 — prijemni rezervoar

Podizanje tekućine po usisnom cjevovodu vrši se djelovanjem većeg atmosferskog pritiska p_0 $[N/m^2]$ na slobodnu površinu dovodnog rezervoara u odnosu na manji apsolutni pritisak p_1 $[N/m^2]$ koji vlada u usisnom priključku pumpe *(presjek I—I)*.



Sl. 7 Karakteristika cjevovoda

Razlika pritiska $p_0 - p_1 = p_{vak}$ daje veličinu razvijenog potlaka — vakuuma, a naziva se vakuumetarska usisna visina i mjeri vakuumetrom *V*. Vakuumetarska usisna visina izražena u metrima stupca tekućine poprimit će oblik

$$h_{vak} = \frac{p_0}{\varrho \cdot g} - \frac{p_1}{\varrho \cdot g} \qquad (6)$$

Tlačni cjevovod služi za odvod tekućine u prijemni rezervoar. To se vrši djelovanjem apsolutnog pritiska p_2 koji razvija pumpa. Manometar *M*, pri-

uključen na tlačni priključak pumpe pokazuje pretlak — za koliko je razvijeni p_{man} veći od atmosferskog.

$$p_{man} = p_2 - p_0$$

odnosno opet izraženo u metrima stupca tekućine

$$h_{man} = \frac{p_2}{\varrho \cdot g} - \frac{p_0}{\varrho \cdot g} \tag{7}$$

Kao što je poznato iz poglavlja 1.2, dio energije razvijene pumpom troši se na svladavanje otpora u cjevovodu. Radi smanjenja vakuumetarske usisne visine posebno su interesantni otpori u usisnom cjevovodu, pa je često puta potrebno posebno računati otpore na usisnom, a posebno na tlačnom dijelu cjevovoda. Ako sa Σh_{wu} označimo otpore u usisnom cjevovodu, a sa Σh_{wt} otpore u tlačnom cjevovodu bit će prema jednadžbi (5)

$$\Sigma h_w = \Sigma h_{wu} + \Sigma h_{wt} = h_{wu_1} + h_{wu_2} + h_{wt_1} + h_{wt_2} \tag{8}$$

U većini slučajeva tlačni cjevovod je dugačak, pa najveći dio njegovog otpora sačinjavaju otpori ravnog dijela cjevovoda h_{wt_1}, a pojedinačni otpori armatura i fazonskih komada h_{wt_2} mogu se zanemariti. U takvim slučajevima jednadžba (8) poprima oblik

$$\Sigma h_w = h_{wu_1} + h_{wu_2} + h_{wt_1} \tag{9}$$

Vertikalna udaljenost između nivoa tekućine *(A — A)* u prijemnom rezervoaru i simetrale pumpe *(s — s)* naziva se geodetska tlačna visina i označuje se sa H_{gt}.

Visinska razlika između nivoa tekućine u dovodnom i nivoa tekućine u prijemnom rezervoaru naziva se geodetska visina dizanja i označuje se sa H_g. Drugim riječima, geodetska visina dizanja je zbroj geodetske usisne i geodetske tlačne visine.

$$H_g = H_{gu} + H_{gt} \tag{10}$$

Iz dosadašnjih izlaganja vidljivo je da pumpa mora toliko povećati energiju tekućine da se svlada:

1) visinska razlika nivoa tekućine između dovodnog i prijemnog rezervoara — geodetska visina dizanja H_g,
2) zbroj svih otpora u cjevovodu Σh_w.

Zbroj geodetske visine dizanja H_g i svih otpora u cjevovodu Σh_w naziva se manometarska visina dizanja i označuje se sa H.

$$H = H_g + \Sigma h_w \tag{11}$$

Ako se za neki određeni cjevovod izračunaju otpori za različite protočne količine tekućine može se nacrtati karakteristična krivulja tog cjevovoda. Ona se naziva karakteristika cjevovoda. Karakteristika cjevovoda se ucrtava u $Q — H$ dijagramu, tj. u dijagramu na čiju se horizontalnu os — apscisu u odgovarajućem mjerilu nanose protočna količina Q, a na vertikalnu os — ordinatu pripadne manometarske visine dizanja H. Kod $Q = 0$ bit će $H = H_g$, pa će početna točka karakteristike cjevovoda biti u samoj vertikalnoj osi na visini H_g udaljenoj od horizontalne osi. Izračunavanjem manometarske visine dizanja za protočne količine $Q_1 \cdot Q_2 \cdot Q_3 \ldots$ itd te nanošenjem izračunatih točaka u $Q — H$

dijagram i njihovim spajanjem dobit će se parabola koja predočuje karakteristiku cjevovoda (sl. 7). Karakteristika cjevovoda pokazuje koliko manometarsku visinu dizanja mora ostvariti pumpa da bi u određenom cjevovodnom sustavu dobavila različite količine tekućine na zadanu geodetsku visinu dizanja.

Za transport tekućine od dovodnog do prijemnog rezervoara potrebno je utrošiti mehanički rad. Drugim riječima, mehanički rad proizveden pogonskim motorom predaje se tekućini i na taj se način povećava njena energija. Radi jednostavnijeg razmatranja analizirat će se sadržaj energije mse 1 kg tekućine ispred i iza pumpe. U tu svrhu koristit će se osnovna jednadžba hidrodinamike — Bernoullijeva jednadžba.

$$\frac{p}{\varrho g} + \frac{v^2}{2g} + z = konst$$

koja vrijedi za bilo koji presjek. U ovoj je jednadžbi

$\frac{p}{\varrho g}$ — energija pritiska tekućine u odabranom presjeku *[m]*,

$\frac{v^2}{2g}$ — kinetička energija u odabranom presjeku *[m]*,

z — energija položaja, tj. visinska udaljenost između neke referentne linije i odabranog presjeka *[m]*.

Ispred pumpe u presjeku $I - I$, energija E_1 mase *1 kg* tekućine sastoji se od

— energije pritiska $\frac{p_1}{\varrho g}$, kao rezultat pritiska p_1 u usisnom cjevovodu;

— kinetičke energije $\frac{v_1^2}{2g}$, kao rezultat brzine v_1 u usisnom cjevovodu;

— energije položaja z_1, gdje je z_1 vertikalna udaljenost između točke priključka vakuumetra i nivoa tekućine $(0 - 0)$ u dovodnom rezervoaru.

$$\text{Prem tome: } E_1 = \frac{p_1}{\varrho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 \tag{12}$$

Analogno vrijedi i za presjek $II - II$, pa će energija E_2 mase *1 kg* tekućine iza pumpe biti

$$E_2 = \frac{p_2^2}{\varrho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \tag{13}$$

Prirast energije H bit će jednak

$$H = E_2 - E_1 = \left(\frac{p_2}{\varrho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2\right) - \left(\frac{p_1}{\varrho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1\right) \tag{14}$$

odnosno uz $z = z_2 - z_1$. Tu je z — vertikalna udaljenost između manometra i vakuumetra

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\varrho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + z \tag{15}$$

Prirast energije H po $1\ kg$ mase tekućine prema jednadžbi (15) predočuje upravo manometarsku visinu dizanja centrifugalne pumpe.

Ovaj prirast energije po $1\ kg$ mase tekućine u novije se vrijeme naziva i jedinični rad pumpe i označava je sa Y. Jedinični rad pumpe, izražen u J/kg, dobivamo ako jednadžbu (15) pomnožimo sa g.

$$Y = gH \ [J/kg]$$

odnosno

$$Y = \frac{p_2 - p_1}{\varrho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + gz \ [J/kg]$$

Supstitucijom vrijednosti iz jednadžba (6) i (7) izraz za manometarsku visinu dizanja (15) poprima oblik

$$H = h_{man} + h_{vak} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + z \tag{16}$$

U jednadžbi (16) brzine tekućine v_2 i v_1 $[m/s]$ podrazumijevaju se na onim mjestima u cjevovodu na kojima su izvedeni priključci manometra i vakuumetra.

Za pumpno postrojenje prema sl. 8, kod kojeg tekućina dotiče u pumpu pod pritiskom, vrijede slijedeći odnosi:

$$H = H_{gt} - H_{gu} + \Sigma h_{wu} + \Sigma h_{wt} = H_g + \Sigma h_w$$

$$H = \frac{M_t}{\varrho g} - \frac{M_u}{\varrho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + z \tag{17}$$

gdje su M_t $[N/m^2]$ i M_u $[N/m^2]$ očitanja manometra na tlačnoj odnosno usisnoj strani.

Primjer 7:

Kolika je vakuumetarska usisna visina pumpe za vodu ako na površinu bunara djeluje atmosferski pritisak 1,0 bar, a apsolutni pritisak u usisnom priključku pumpe iznosi 0,3 bar? Gustoća vode $\varrho = 1000\ kg/m^3$.

Rješenje

S obzirom da je $1\ bar = 10^5\ N/m^2$ u jednadžbu (6) uvrstit će se za $p_0 = 10^5\ N/m^2$, a za $p_1 = 0{,}3 \cdot 10^5\ N/m^2$. Prema tome

$$h_{vak} = \frac{p_0 - p_1}{\varrho g} = \frac{(1 - 0{,}3)\ 10^5}{10^3 \cdot 9{,}81} = 7{,}14\ m$$

Primjer 8:

Kolika je potrebna manometarska visina dizanja pumpe za vodu, ako pumpa dobavlja 90 l/s, a visinska razlika između vodostaja u bunaru i vodostaja u rezervoaru iznosi $40\ m$? Spojni cjevovod je ukupne dužine $1000\ m$, a izveden je od novih lijevano željeznih cijevi promjera $300\ mm$.

Rješenje:

Geodetska visina dizanja $H_g = 40\ m$; iz tabele 1 za novo lijevano željezne cijevi ϕ 300 *mm* $\lambda = 0{,}024$. S obzirom na veliku dužinu cjevovoda zanemarit će se pojedinačni otpori armatura i fazonskih komada te će se računati samo otpori na ravnom dijelu cjevovoda prema izrazu.

$$\Sigma h_w = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \qquad v = \frac{4\,Q}{d^2\pi} \qquad \frac{4 \cdot 0{,}09}{0{,}3^2\pi} = 1{,}28\ m/s$$

$$\Sigma h_w = 0{,}024 \frac{1000}{0{,}3} \frac{1{,}28^2}{2 \cdot 9{,}81} = 6{,}7\ m$$

Prema jednadžbi (11) izlazi potrebna manometarska visina dizanja

$$H = H_g + \Sigma h_w = 40 + 6{,}7 = 46{,}7\ m$$

Primjer: 9:

Kolika je manometarska visina dizanja pumpe s dotokom vode (v. sl. 8) ako manometar na usisnoj strani pumpe pokazuje pritisak 3,5 *bar*, a manometar na tlačnoj strani 8,7 *bar*? Pumpa dobavlja 40 *l/s*, a usisni i tlačni cjevovod su jednakog promjera 200 *mm*. Vertikalna udaljenost između manometara iznosi 300 *mm*.

Rješenje:

Manometarska visina dizanja pumpe izračunat će se pomoću jednadžbe (17). S obzirom na to da su usisni i tlačni cjevovod jednakog promjera, bit će i brzine strujanja u njima jednake, dakle $v_2 = v_1$. Za taj slučaj jednadžba (17) poprima oblik

$$H = \frac{M_t - M_u}{\varrho g} + z = \frac{(8{,}7 - 3{,}5)\ 10^5}{10^3 \cdot 9{,}81} + 0{,}3 = 53{,}3\ m$$

Primjer 10:

Kolika je geodetska usisna visina H_{gu} pumpe za vodu koja treba dobavljati $Q = 35\ l/s$, a vakuumetar ugrađen kod usisnog priključka pumpe pokazuje pritisak $p_{vak} = 0{,}62\ bar$ (sl. 9)? Usisna cijev je promjera $d = 200\ mm$, a ukupni pojedinačni otpori iznose $\Sigma\zeta = 8{,}5$. Otpore u ravnom dijelu usisne cijevi treba zanemariti, a zadatak riješiti primjenom *Bernoullijeve* jednadžbe.

Rješenje :

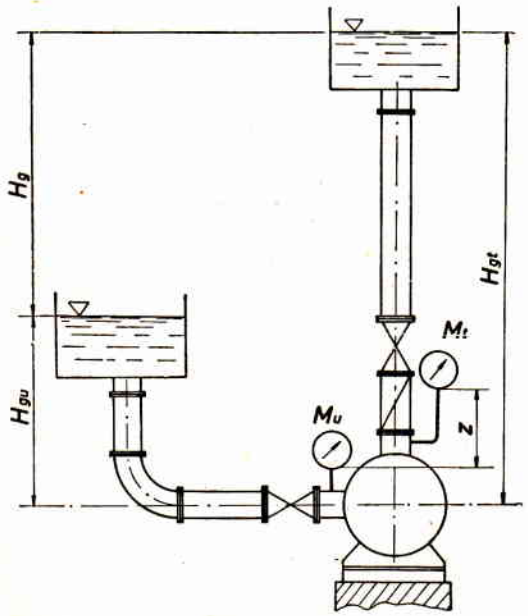
Kao karakteristični presjeci odabrat će se vodostaj u bunaru i simetrala usisnog priključka pumpe. Vodostaj u bunaru odabire se kao referentna ravnina, pa je $z_A = 0$, a $z_B = H_{gu}$; brzina vode u bunaru može se zanemariti pa je $v_A = 0$.

Osnovni oblik Bernoullijeve jednadžbe

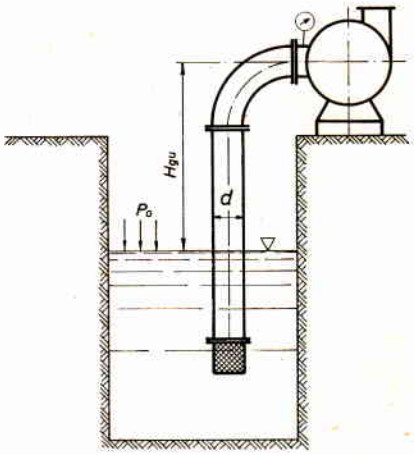
$$\frac{p_A}{\varrho g} + \frac{v_A^2}{2g} + z_A = \frac{p_B}{\varrho g} + \frac{v_B^2}{2g} + z_B + \Sigma h_{wu}$$

Uvrštenjem usvojenih oznaka (p_0 — atmosferski pritisak, p_1 — pritisak u usisnom priključku pumpe) može se napisati u obliku

$$\frac{p_0}{\varrho g} = \frac{p_1}{\varrho g} + \frac{v_1^2}{2g} + H_{gu} + \Sigma\zeta \frac{v_1^2}{2g} \quad \text{odnosno} \quad H_{gu} = \frac{p_0 - p_1}{\varrho g} - \frac{v_1^2}{2g}(1 + \Sigma\zeta)$$



Sl. 8 Pumpno postrojenje s dotokom tekućine



Sl. 9 Ilustracija uz primjer 10

Brzina strujanja vode u usisnoj cijevi

$$v_1 = \frac{Q}{A} = \frac{4\,Q}{d^2\pi} = \frac{4 \cdot 0{,}035}{0{,}2^2\pi} = 1{,}11\ m/s$$

S obzirom na to da je $p_0 - p_1 = p_{vak}$ slijedi geodetska usisna visina

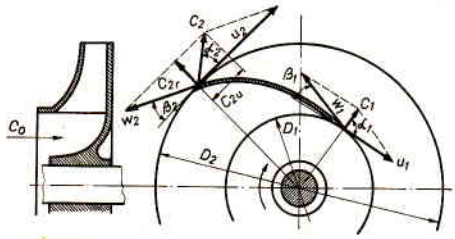
$$H_{gu} = \frac{0{,}62 \cdot 10^5}{10^3 \cdot 9{,}81} - \frac{1{,}11^2}{2 \cdot 9{,}81}(1 + 8{,}5) = 5{,}8\ m$$

2.22 Glavna jednadžba centrifugalne pumpe

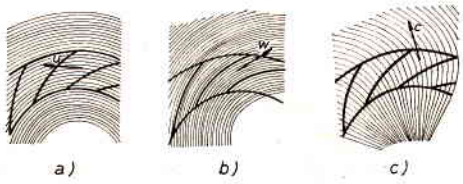
Kod svih centrifugalnih pumpa tekućina se dovodi u rotor aksijalno s apsolutnom brzinom c_0 (sl. 10). Nakon ulaska u rotor dolazi do otklona struje tekućine iz aksijalnog u radijalni smjer i do povećanja apsolutne brzine c_0 na c_1. S tom brzinom tekućina ulazi u kanale rotora. Tamo dolazi do daljnjeg kontinuiranog porasta brzine do veličine c_2 na vanjskom obodu rotora. Prolazom kroz kanale rotora čestice tekućine vrše složeno gibanje, jer rotiraju zajedno s rotorom obodnom brzinom u (sl. 11a), a istovremeno se pomiču duž lopatica relativnom brzinom w (sl. 11b). U idealnim teoretskim uvjetima, tj.

kod prolaza idealne tekućine (bez trenja) kroz rotor s beskonačnim brojem lopatica sastavljanjem ovih dvaju gibanja dolazi se do rezultirajućeg gibanja čestica tekućine sa brzinom c (sl. 11c).

Ovo zamišljeno prolaženje idealne tekućine kroz rotor koristi se za dobivanje osnovnih teoretskih jednadžba centrifugalnih pumpa. Apsolutna brzina c_1 gibanja čestica tekućine na ulazu u kanale rotora nalazi se iz paralelograma brzina kao rezultanta obodne brzine u i relativne brzine w_1 na unutarnjem obodu rotora (sl. 10). Apsolutna brzina c_2 na vanjskom obodu rotora dobiva se isto tako iz paralelograma brzina kao rezultanta obodne brzine u_2 i relativne brzine w_2 na vanjskom obodu rotora.



Sl. 10 Rotor centrifugalne pumpe



Sl. 11 Gibanje tekućine kroz kanale rotora

Tekućina treba dolaziti u kanale rotora mirno, pa je zbog toga potrebno da kod ulaza tekućine ne dođe do odvajanja struje tekućine od lopatica. Do odvajanja struje tekućine ne dolazi u tom slučaju, ako relativna ulazna brzina w_1 ne odstupa mnogo od ulaznog kuta priklona lopatice β_1. Na isti se način određuje i izlazni kut lopatice β_2. Smjer struje tekućine određuju kutovi između brzina c i u, tj. kut β_2 na izlazu iz kanala. Za dobivanje osnovne teoretske jednadžbe centrifugalnih pumpa apsolutna izlazna brzina c_2 rastavlja se u dvije komponente i to radijalnu $c_{2r} = c_2 \sin \alpha_2$ i obodnu $c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2$.

Teoretska visina dizanja centrifugalne pumpe (kod beskonačnog broja lopatica) izražava se formulom (18) koja ujedno predočuje i glavnu jednadžbu centrifugalne pumpe.

$$H_t = \frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 - u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1}{g} \; [m] \tag{18}$$

U centrifugalnih pumpa tekućina obično ulazi u kanale rotorna radijalno, tj. $\alpha_1 = 90^\circ$ $(\cos 90^\circ = 0)$ pa je u tom slučaju

$$H_t = \frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} \; [m] \tag{19}$$

Prema tome, teoretska visina dizanja bit će to veća što je veća obodna brzina u_2. Ona je proporcionalna vanjskom promjeru rotora D_2 i broju okretaja n.

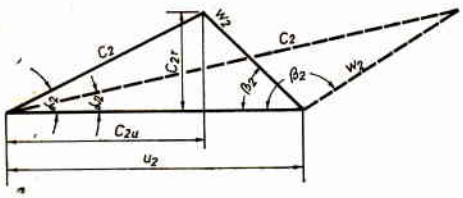
Na temelju vanjske obodne brzine rotora u_2 $[m/s]$

$$u_2 = \frac{D_2 \pi n}{60} \; [m/s]$$

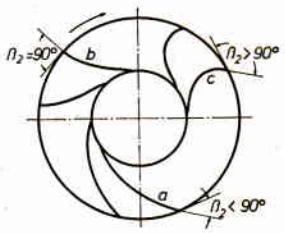
Tu je: D_2 vanjski promjer rotora *[m]*, n — broj okretaja pumpe *[0/min]*. Može se približno odrediti i stvarna manometarska visina dizanja H pumpe prema izrazu

$$H = k \frac{u_2^2}{g} \; [m] \tag{20}$$

Tu je: k — koeficijent koji uzima u obzir gubitke u pumpi. Kod pumpa sa statorom uzima se $k = 0{,}45 - 0{,}55$, a kod pumpa bez statora i sa spiralnim kućištem $k = 0{,}35 - 0{,}50$.



Sl. 12 Trokuti brzina na izlaznom kutu lopatica



Sl. 13 Oblici lopatica kod različitih veličina izlaznog kuta
a) natrag savijene loptace; b) lopatice s radijalnim završetkom; c) naprijed savijene lopatice

Maksimalna dozvoljena obodna brzina rotora iznosi kod lijevano željeznih rotora $u_2 \cong 30 - 35$ *m/s* a kod brončanih rotora $u_2 \cong 50$ *m/s*, a kod rotora od čeličnog lijeva legiranog sa kromom $u_2 \cong 90$ m/s.

Kod centrifugalnih pumpa najčešće se umjesto paralelograma brzina koriste trokuti brzina, pa je na sl. 12. prikazan trokut brzina za $\beta_2 < 90°$ (pune linije) i za $\beta_2 > 90°$ (crtkane linije). Iz sl. 12. obodna komponenta brzine c_{2u} može se izraziti oblikom

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos \alpha_2 = u_2 - w_2 \cdot \cos \beta_2$$

Uvrštenjem ovog izraza u jednadžbu (19) ona poprima oblik

$$H_t = \frac{u_2}{g} (u_2 - w_2 \cos \beta_2) \tag{21}$$

Jednadžbu (21) koristit ćemo za analizu utjecaja izlaznog kuta lopatice β_2 na teoretsku visinu dizanja centrifugalne pumpe.

Na sl. 13. prikazani su oblici lopatica za razne izlazne kutove lopatica β_2. Kod kuta $\beta_2 < 90°$ imamo natrag savijene lopatice (oblik *a*), kod kuta $\beta_2 = 90°$ imamo radijalni završetak lopatica (oblik b), a kod kuta $\beta_2 > 90°$ imamo naprijed savijene lopatice (oblik c).

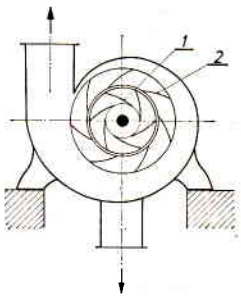
Prema jednadžbi (21) kod neke određene obodne brzine u_2 teoretska visina dizanja bit će to veća što je veći izlazni kut lopatice β_2. Iz trokuta brzina, na sl. 12, vidljivo je da velikim kutovima β_2 odgovaraju velike apsolutne brzine c_2. One se moraju pretvoriti u pritisak izvan rotora (u statoru, u spiralnom kućištu). S obzirom na to da je pretvaranje brzine u pritisak uvijek povezano

sa znatnim gubicima, kod rotora s naprijed savijenim lopaticama bit će lošiji stupanj djelovanja.

Male veličine kuta β_2 daju uske kanale s blagim savijanjima, ali čestica tekućine treba prevaliti duži put, dakle, izložena je i većem usputnom trenju. Međutim, manji kutovi β_2 općenito su u hidrauličkom pogledu povoljniji pa kod centrifugalnih pumpa u većini slučajeva nalazimo natrag savijene gopatice s izlaznim kutom lopatice $\beta_2 = 20 - 40°$.

Kao što je već spomenuto pri prijelazu tekućine iz kanala rotora u kućište dolazi do znatnog smanjenja brzine strujanja tekućine.

Uslijed toga se njena kinetička energija gibanja pretvara u potencijalnu energiju pritiska, tj. dolazi do pretvorbe brzine u pritisak neophodan za podizanje tekućine na zadanu visinu. Tekućina iz kanala rotora dolazi u nepokretno kućište pa nastaju hidraulički udari koji uzrokuju znatne gubitke pritiska — to veće što je veća izlazna brzina tekućine iz rotora.



Sl. 14 Centrifugalna pumpa sa statorom

Radi smanjenja ovih gubitaka pritiska kod pojedinih konstrukcija pumpa iza rotora ugrađuje se nepomični stator (sl. 14). Stator okružuje rotor i najčešće ima kanale približno istog oblika kao i kod rotora, ili savijenost statorskih lopatica izvedena je u suprotnom smjeru od rotorskih lopatica. U pumpa sa statorom pretvorba brzine tekućine u pritisak vrši se podjednako i postepeno. Uslijed toga tekućina dolazi u kućište s manjim brzinama i pod većim pritiskom, a gubici su pritiska manji.

Primjer 11:

Kolika se manometarska visina dizanja može očekivati od jednostepene centrifugalne pumpe ako je vanjski promjer rotora *400 mm*? Pumpa je direktno spojena s elektromotorom čiji je broj okretaja $n = 1460$ *o/min*.

Rješenje:

Obodna brzina rotora

$$u_2 = \frac{D_2 \pi n}{60} = \frac{0{,}4 \pi 1460}{60} = 30{,}5 \text{ m/s}$$

Uz odabrani koeficijent $k = 0{,}5$ izlazi predviđena manometarska visina dizanja pumpe prema jednadžbi (20)

$$H = k \frac{u_2^2}{g} = 0{,}5 \frac{30{,}5^2}{9{,}81} = 47{,}5 \text{ m}$$

2.23 Snaga pumpe i stupanj djelovanja

Prirast energije H po *1 kg* mase tekućine — izveden u poglavlju 2.21 — predočuje snagu koju pumpa mora razviti da bi ostvarila potreban prirast energije za svaki *kg* mase tekućine koja prolazi kroz pumpu.

Za podizanje mase tekućine $m\ [kg]$ na visinu $H\ [m]$ pumpa treba izvršiti koristan rad W

$$W = m \cdot g \cdot H\ [J]$$

U svakoj sekundi kroz pumpu prolazi količina tekućine $Q\ [m^3/s]$ odnosno masa tekućine $m = \varrho\, Q\ [kg/s]$ ako s $\varrho\ [kg/m^3]$ označimo gustoću tekućine. Za podizanje ove mase tekućine pumpa mora utrošiti korisnu snagu P_k

$$P_k = \varrho \cdot g \cdot Q \cdot H\ [W]$$

Uz $1000\ W = 1\ kW$ gornji izraz za korisnu snagu pumpe poprimit će oblik

$$P_k = \frac{\varrho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000}\ [kW] \tag{22}$$

Međutim, efektivna snaga pumpe, tj. snaga na osovini pumpe morat će biti veća od korisno utrošene snage s obzirom na to da pumpa mora svladati i sve unutarnje gubitke i otpore povezane s prijenosom enerdije od pumpe na transportiranu tekućinu. Ovi gubici i otpori mogu se podijeliti na:

1. **hidrauličke otpore (pad pritiska uslijed trenja i mjesnih otpora kod prolaza tekućine kroz pumpu).** Ovi su otpori obuhvaćeni hidrauličkim stupnjem djelovanja η_h koji se kod centrifugalnih pumpa kreće u širokim granicama od $\eta_h = 0{,}6 - 0{,}95$, zavisno o broju stepena i o konstrukciji pumpe (sa statorom ili bez statora);
2. **volumne gubitke (propuštenje tekućine kroz zračnost, kroz brtvenice i sl.).** Volumni su gubici obuhvaćeni volumnim stupnjem djelovanja η_v, a u velikoj mjeri ovise o stanju pumpe. Kod novih ili dobro održavanih centrifugalnih pumpa volumni stupanj djelovanja obično se kreće u granicama
   — kod niskotlačnih centrifugalnih pumpa $\eta_v = 0{,}95 - 0{,}98$,
   — kod visokotlačnih centrifugalnih pumpa $\eta_v = 0{,}92 - 0{,}96$;
3. **mehaničke otpore (trenje u ležajima, brtvenicama i sl.).** Ovi su otpori obuhvaćeni mehaničkim stupnjem djelovanja η_m, koji se kod centrifugalnih pumpa kreće u granicama $\eta_m = 0{,}98 - 0{,}99$.

Ukupni stupanj djelovanja pumpe η jednak je umnošku pojedinih stupnjeva djelovanja, tj.

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

Ukupni stupanj djelovanja — najčešće nazivan samo stupanj djelovanja — upozorava na stupanj savršenosti rada pumpe. On ovisi o specifičnom broju okretaja i o veličini pumpe. Kod novih centrifugalnih pumpa srednjih i većih snaga obično se kreće u granicama od $\eta = 0{,}7 - 0{,}85$ dok kod malih pumpa može pasti i na $\eta = 0{,}35$.

Prema tome će efektivna snaga pumpe P biti jednaka

$$P = \frac{\varrho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000\eta}\ [kW] \tag{23}$$

Tu je: P — potrebna efektivna snaga pogonskog motora pumpe $[kW]$, ϱ — gustoća tekućine $[kg/m^3]$, Q — dobavna količina pumpe $[m^3/s]$, H — manometarska visina dizanja $[m]$, η — stupanj djelovanja pumpe.

Međutim će pumpni agregat trošiti veću pogonsku energiju, jer treba uzeti u obzir i stupanj djelovanja pogonskog motora η_{mot}. Utrošena snaga pumpnog agregata $P_{ag}\ [kW]$ bit će onda jednaka

$$P_{ag} = \frac{\varrho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta \cdot \eta_{mot}} \; [kW] \tag{24}$$

Stupanj djelovanja pogonskog motora η_{mot} zavisi o vrsti pogona. U centrifugalnih pumpa i najčešće se za pogon koriste elektromotori spojkom direktno povezani s pumpom čiji ukupni stupanj djelovanja obično iznosi $\eta_{mot} = 0{,}85 - 0{,}92$.

Pumpa će trošiti to manje pogonske enerdgije, što joj je veći stupanj djelovanja. Međutim, bolja i dotjeranija konstrukcija pumpe bit će i skuplja, pa zato zahtjev za što većim stupnjem djelovanja treba postaviti tek nakon detaljne analize pogonskih uvjeta rada pumpe. Na primjer, ako se za pumpanje neke tekućine s primjesama pijeska postavlja nova pumpa sa stupnjem djelovanja $\eta = 0{,}85$, a uslijed trošenja dijelova pumpe i povećanja zračnosti već nakon nekoliko mjeseci stupanj djelovanja pumpe padne na $\eta = 0{,}75$, onda je početni visoki stupanj djelovanja nepotrebni i skupi luksuz, koji nema ekonomsko opravdanje.

Čak i ako su uvjeti rada pumpe takvi da se visoki stupanj djelovanja može održati duže vrijeme, a pumpa radi samo nekoliko sati dnevno, teško da će se isplatiti povećani nabavni troškovi uvjetovani visokim stupnjem djelovanja. Svakako da u svim tim kalkulacijama bitn u ulogu ima i cijena pogonske energije. Što je pogonska energija jeftinija, visoki stupanj djelovanja dolazi manje do izražaja.

Primjer 12:

Kolika je potrebna efektivna snaga elektromotora pumpe koja dobavlja 36 m^3/h šećerne otopine ($\varrho = 1200\ kg/m^3$) kod manometarske visine dizanja $H = 30\ m$? Stupanj djelovanja pumpe $\eta = 0{,}5$.

Rješenje

Potrebna efektivna snaga P elektromotora pumpe naći će se iz izraza (23). Pri tome treba dobavu pumpe preračunati u m^3/s.

$$Q = 36\ m^3/h = \frac{36}{3600}\ m^3/s = 0{,}01\ m^3/s$$

$$P = \frac{\varrho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000\ \eta} = \frac{1200 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}01 \cdot 30}{1000 \cdot 0{,}5} = 7{,}1\ kW$$

Primjer 13

Za pokretanje pumpe, koja je nakon neprekidnog rada od 7 dana dobavila 19,656 milijuna litara vode na manometarsku visinu od 36 m, elektromotor troši snagu 18 kW. Koliki je stupanj djelovanja pumpnog postrojenja?

Rješenje

Izvršen koristan rad

$$W = m \cdot g \cdot H = 19{,}656 \cdot 10^6 \cdot 9{,}81 \cdot 36 = 6550 \cdot 10^6 J = 6500\ MJ$$

S obzirom na to da je snaga rad izvršen u jedinici vremena, bit će korisno utrošena snaga

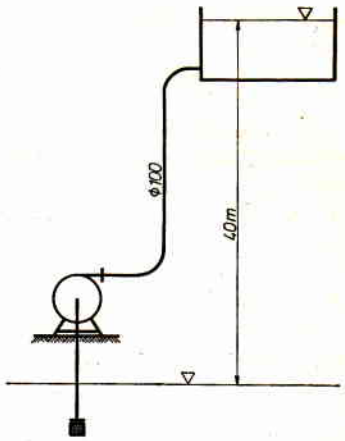
$$P = \frac{W}{t} = \frac{6550 \cdot 10^3}{7 \cdot 24 \cdot 3600} = 10{,}85\ kW$$

Stupanj djelovanja pumpnog postrojenja

$$\eta = \frac{P}{P_1} = \frac{10{,}85}{18} = 0{,}603$$

Primjer 14

Kolika mora biti snaga pogonskog motora pumpe, ako ona mora napuniti vodom rezervoar zapremine 30 m^3 kroz jedan sat (sl. 15)? Tlačni je cjevovod izveden od lijevano željeznih cijevi promjera 100 *mm*, dužine 200 *m*. Stupanj djelovanja pumpe treba pretpostaviti da je $\varrho = 0{,}5$.



Sl. 15 Ilustracija uz primjer 14

Rješenje

Srednja dobava pumpe

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{30000}{3600} = 8{,}33\ l/s = 0{,}00833\ m^3/s$$

Brzina strujanja vode

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{4\,Q}{d^2\pi} = \frac{4 \cdot 0{,}00833}{0{,}1^2\pi} = 1{,}06\ m/s$$

Radi dužine cjevovoda zanemarit će se pojedinačni otpori armatura i fazonskih komada pa će uz $\lambda = 0{,}033$ (tabela 1) otpori u cjevovodu iznositi

$$\Sigma h_w = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0{,}033 \cdot \frac{200}{0{,}1} \cdot \frac{1{,}06^2}{2 \cdot 9{,}81} = 3{,}8\ m$$

Manometarska visina dizanja

$$H = H_g + \Sigma h_w = 40 + 3{,}8 = 43{,}8\ m$$

Potrebna efektivna snaga pogonskog motora

$$P = \frac{\varrho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000\,\eta} = \frac{1000 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}00833 \cdot 43{,}8}{1000 \cdot 0{,}5} = 7{,}15\ kW$$

Primjer 15

Koliki je ukupni stupanj djelovanja pumpnog agregata koji je za vrijeme neprekidnog rada od 5 sati napunio vodom kotao zapremine 4000 *l* i kroz to vrijeme je utrošio 8,5 *kWh* električne energije? Pumpa je radila s manometarskom visinom dizanja *48 m*.

Rješenje

Srednja dobava pumpe

$$Q = \frac{4000}{5 \cdot 3600} = 2{,}22\ l/s = 0{,}00222\ m^3/s$$

Utrošak snage pumpnog agregata: $P_{ag} = \frac{8{,}5}{5} = 1{,}7\ kW$

Iz jednadžbe (24) izlazi ukupni stupanj djelovanja pumpnog agregata

$$\eta_{ag} = \eta \cdot \eta_{mot} = \frac{\varrho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot P_{ag}} = \frac{1000 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}00222 \cdot 48}{1000 \cdot 1{,}7} = 0{,}615$$

2.24 Karakteristične krivulje pumpe

Centrifugalna se pumpa obično odabire s obzirom na određenu dobavu kod nekog broja okretaja. No, u toku rada pumpe u pogonu može doći do potrebe da pumpa radi kod drugih veličina Q, H i n različitih od prethodno određenih. Prigušenjem pak zasuna na tlačnom cjevovodu promijenit će se i dobava pumpe, njena manometarska visina dizanja kao i potrebna snaga za pogon pumpe.

Za pravilnu pogonsku eksploataciju pumpe potrebno je poznavati međusobnu zavisnost između dobave, manometarske visine dizanja, potrebne snage i drugih parametara pumpe pri različitim uvjetima njezinog rada. U tu svrhu služe karakteristične krivulje pumpe — grafički prikazi odnosa manometarske visine dizanja, potrebne snage i stupnja djelovanja pumpe u ovisnosti o njenoj dobavnoj količini kod određenog broja okretaja. Ove karakteristične krivulje dobivaju se snimanjem rada pumpe kod različitih dobavnih količina, što se vrši u ispitnim stanicama tvornice — proizvođača pumpe. Rezultati ovih ispitivanja prikazani su u obliku dijagrama i predočuju osnovnu tehničku dokumentaciju pumpe a istovremeno određuju i ekonomičnost rada u određenim pogonskim uvjetima.

Ovisnost o pritvaranju zasuna na tlačnom cjevovodu pumpa će kod nekog konstantnog broja okretaja n dobavljati različite količine tekućine Q uz istovremenu promjenu razvijene manometarske visine dizanja H. Njihova međusobna zavisnost može se prikazati u dijagramu, ako se na apscisu nanesu izmjerene dobavne količine tekućine, a na ordinatu pripadne manometarske visine dizanja — dobivene na osnovu očitanja manometra i vakuumetra. Spajanjem pojedinih tačaka — rezultata ispitivanja — dobije se krivulja. Ona se najčešće naziva karakteristika pumpe ili $Q - H$ linija. Karakteristika pumpe pokazuje koliku manometarsku visinu dizanja može pumpa razviti kod neke određene dobavne količine.

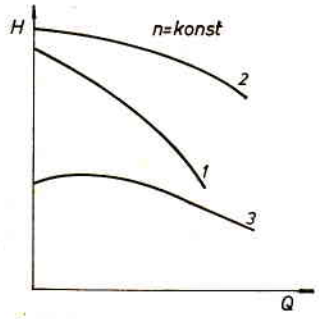
Na sl. 16. prikazane su $Q - H$ linije za tri različite pumpe. U ovisnosti o konstrukciji pumpe i njenom specifičnom broju okretaja karakteristika pumpe može biti

a) strma (krivulja 1),

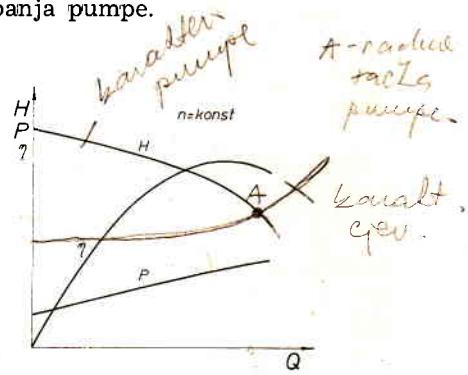
b) položena (krivulja 2),

c) s točkom maksimuma (krivulja 3).

U pumpa sa strmom karakteristikom doći će do znatne promjene manometarske visine dizanja kod promjene dobavne količine. U vodoopskrbi često je poželjna strma karakteristika pumpe, da bi uslijed smanjenja pritiska u mreži odnosno uslijed oscilacije vodostaja u dovodnom i prijemnom rezervoaru bila što manja promjena dobavne količine vode — što omogućuje da pumpa stalno radi pod najpovoljnijim stupnjem djelovanja. Primjena pumpa sa strmom karakteristikom općenito je prikladna i kod hidroforskih postrojenja da bi se postigle izrazite točke uklapanja i isklapanja pumpe.



Sl. 16 Q—H linije centrifugalnih pumpa
1 — strma; 2 — položena; 3 — s točkom maksimuma



Sl. 17 Karakteristične krivulje centrifugalne pumpe

U pumpa s položenom karakteristikom i kod znatne promjene dobavne količine nastupit će samo neznatna promjena manometarske visine dizanja. Primjena pumpa s položenom karakteristikom vrlo je prikladna u slučajevima kada se regulacija dobavne količine vrši zasunima. Gubici uslijed prigušivanja najmanji su kod pumpa s položenom karakteristikom. Položena je karakteristika naročito poželjna kod visokotlačnih pumpa, da pri smanjenju dobave ne bi došlo do većeg porasta pritiska, što bi moglo zahtijevati povećanje debljine stijenki tlačnog cjevovoda.

Kod pumpa koje imaju karakteristiku s točkom maksimuma može doći do nestabilnog rada pumpe u području lijevo od točke maksimuma, što naročito dolazi do izražaja pri paralelnom radu pumpa. Nestabilan rad pumpe manifestira se u prekidima dobave, šumom i trešnjom pumpnog agregata.

Veličina nestabilnog dijela karakteristike pumpe ovisi i o profilu lopatica rotora. Pumpe s naprijed zakrivljenim lopaticama — gledano u smjeru okretaja rotora — imaju karakteristike s većim nestabilnim područjem rada pa je primjena takvih pumpa nezgodna u pogonima u kojih dolazi do znatnih promjena u dobavi.

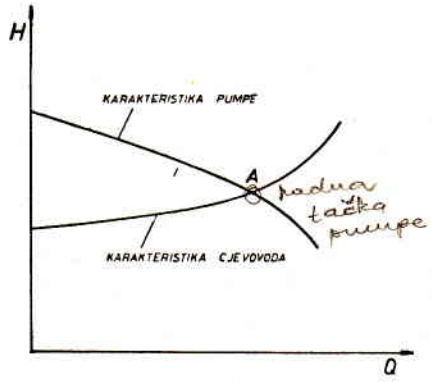
Za vrijeme ispitivanja pumpe mjeri se utrošak snage P kod pojedinih dobavnih količina Q te se rezultati isto tako nanose u dijagram — na apscisu opet dobavne količine, a na ordinatu utrošena snaga. Spajanjem pojedinih točaka dobije se karakteristična krivulja $Q - P$. Ona pokazuje potrebnu snagu za pogon pumpe kod različitih dobavnih količina.

Iz izraza (23) za efektivnu snagu pumpe slijedi ukupni stupanj djelovanja pumpe

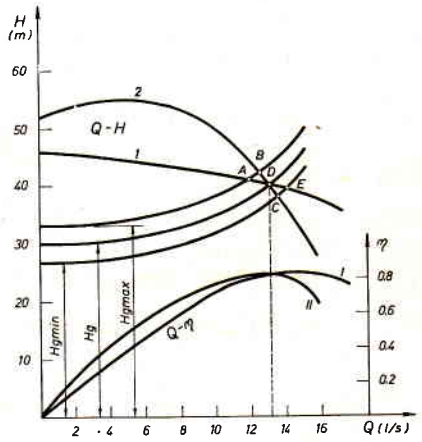
$$\eta = \frac{\varrho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot P}$$

Ako se u ovaj izraz uvrste vrijednosti iz već snimljenih krivulja $Q - H$ i $Q - P$ za niz točaka i ove se točke međusobno spoje, onda se dobije krivulja $Q - \eta$. Ona pokazuje s kolikim će stupnjem djelovanja pumpa raditi kod određene dobavne količine.

Na sl. 17. prikazane su karakteristične krivulje centrifugalne pumpe u zajedničkom dijagramu, kao što se radi preglednosti u praksi i najčešće radi. Režim rada pumpe kod maksimalnog stupnja djelovanja zove se **optimalni režim rada pumpe,** a odgovarajuća dobavna količina i manometarska visina dizanja zovu se **optimalna dobavna količina** odnosno **optimalna manometarska visina dizanja.** Pri radu pumpe u pogonu treba težiti da odstupanja od optimalnog režima rada ne budu znatna. Ne bi se smjelo dozvoliti da odstupanje od maksimalnog stupnja djelovanja bude veće od 5 do 7%.



Sl. 18 Radna točka pumpe



Sl. 19 Primjer odabiranja pumpe s najprikladnijom karakteristikom

Ako se karakteristika pumpe i karakteristika pripadnog cjevovoda ucrta u zajednički $Q - H$ dijagram (sl. 18), njihovo presjecište (točka A) određuje rad pumpe u zadanom cjevovodnom sistemu. Presjecište karakteristike pumpe i karakteristike cjevovoda zove se radna točka pumpe. Radna točka pumpe pokazuje koliku će količinu tekućine pumpa dobavljati u određenim pogonskim uvjetima, a istovremeno pokazuje i koliki će manometarski pritisak pumpe morati razviti.

Kao primjer analize odabiranja pumpe s najprikladnijom karakteristikom uzmimo slučaj dobave vode iz bunara kod kojeg vodostaj oscilira u granicama $\pm 3\ m$. U konkretnom slučaju neka bude $H_g = 30\ m$, dakle $H_g{}^{max} = 33\ m$, a $H_{g\,min} = 27\ m$. Izračunata karakteristika cjevovoda nanosi se po poznatom postupku u $Q - H$ dijagram te se ucrtaju tri paralelne karakteristike cjevovoda međusobno pomaknute za $3\ m$ (sl. 19).

Za dobavu potrebne količine vode od $13\ l/s$ može se odabrati pumpa s položenom karakteristikom (1) ili pumpa sa strmom karakteristikom (2) koje prolaze kroz radnu točku D. Krivulje pripadnih stupnjeva djelovanja označene su sa I odnosno sa II. Pri radu u radnoj točki D obje pumpe imaju jednak stupanj djelovanja.

S obzirom na oscilaciju vodostaja kod primjene pumpe s položenom karakteristikom radna točka će oscilirati između točaka A i E, a kod pumpe sa strmom karakteristikom između točaka B i C. Ako se želi postići što konstantnija dobava, pumpa je sa strmom karakteristikom povoljnija, jer se kod nje dobava mijenja u manjim granicama, a unutar tih granica nalazi se i optimalno područje stupnja djelovanja pumpe.

2.25 Specifični broj okretaja

Specifičnim brojem okretaja n_s neke pumpe naziva se broj okretaja u minuti komparativne pumpe za vodu koja je hidraulički slična razmatranoj pumpi, a kod utroška snage $P = 0{,}736\ kW$ razvija manometarsku visinu dizanja $H = 1\ m$.

Hidraulički slične pumpe su one u kojima vladaju slični hidraulički uvjeti s obzirom na strujanje tekućine kroz lopatice rotora. Zajednička karakteristika sličnih pumpa određena je specifičnim brojem okretaja n_s — koji se naziva i koeficijent brzohodnosti pumpe — a određuje se izrazom

$$n_s = 3{,}65\ n \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \tag{25}$$

Tu je: n — broj okretaja pumpe $[o/min]$, Q — dobavna količina pumpe $[m^3/s]$, H — manometarska visina dizanja $[m]$.

Specifični broj okretaja uvijek se određuje za jedan stepen pumpe, pa kod višestepenih pumpa treba za H *uvrstiti* ΔH, gdje je $\Delta H = \frac{H}{i}$ (i = broj stepena pumpe). Kod pumpa sa dvostranim ulazom tekućine u rotor za Q treba uvrstiti $Q/2$.

Specifični broj okretaja može se odrediti i iz dijagrama na sl. 20 kako slijedi. U dijagramu se nađe točka presjecišta dobavne količine (donja skala) i manometarske visine dizanja (desna skala). Iz te tačke povuče se crta paralelno s ucrtanim kosim crtama sve do njenog presjecišta sa zadanim brojem okretaja (gornja skala). Ovo presjecište određuje specifični broj okretaja n_s. On se očitava na debljim kosim crtama.

Primjer 16:

Koliki je specifični broj okretaja jednostepene centrifugalne pumpe koja dobavlja $Q = 35\ l/s$ kod $H = 40\ m$ i broja okretaja $n = 1470\ o/min$?

Rješenje:

Iz točke A $(Q = 35\ l/s$ i $H = 40\ m)$ dijagrama na sl. 20 povuče se paralela s kosim crtama do presjecišta s vertikalom za $n = 1470\ 0/min$ (točka A_1) i očita se $n_s = 63$.

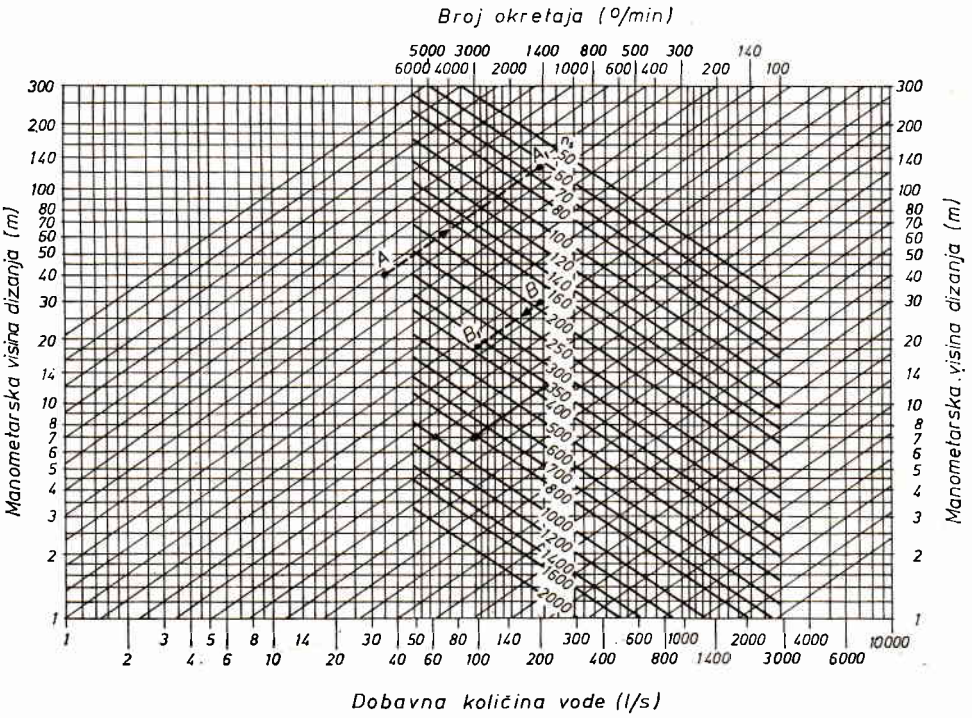
Primjer 17:

Koliki je specifični broj okretaja dvostepene pumpe koja dobavlja $Q = 12\ m^3/min$ kod $H = 60\ m$ i broja okretaja $n = 2880\ 0/min$?

Rješenje:

Primjenom dijagrama na sl. 20.

Ovdje treba za Q uvrstiti $12\ m^3/min = 200\ l/s$, a H za jedan stepen, tj. $\frac{60}{2} = 30\ m$ (točka B). Analognim postupkom kao i kod primjera 16 nalazi se točka B_1 i očita $n_s = 360$.

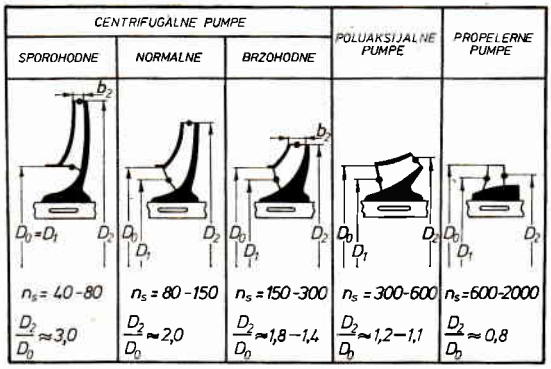


Sl. 20 Dijagram za određivanje specifičnog broja okretaja

Specifični broj okretaja služi za klasifikaciju pumpa i za njihov izbor s obzirom na uvjete rada pumpnog agregata. S obzirom na specifični broj okretaja n_s rotacione pumpe dijele se na pet osnovnih grupa. Pri tom se njihov specifični broj okretaja kreće u slijedećim približnim granicama:

sporohodne centrifugalne pumpe	$n_s = 40 - 80$
normalne centrifugalne pumpe	$n_s = 80 - 150$
brzohodne centrifugalne pumpe	$n_s = 150 - 300$
poluaksijalne pumpe	$n_s = 300 - 600$
propelarne (aksijalne) pumpe	$n_s = 600 - 2000$

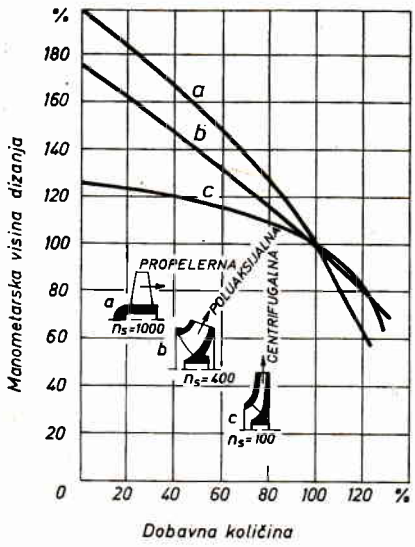
Pri određenom broju okretaaj specifični broj okretaja n_s rasti će s porastom dobavne količine pumpe i sa smanjenjem njene manometarske visine dizanja. Prema tome centrifugalne pumpe koristit će se za svladavanje većih manometarskih visina dizanja kod manjih i srednjih dobavnih količina kao npr. kod vodoopskrbe. Naprotiv, propelerne pumpe koristit će se u slučajevima kada je potrebno velike količine tekućine dignuti na malu visinu kao npr. pri navodnjavanju i odvodnjavanju.



Sl. 21 Zavisnost oblika rotora o specifičnom broju okretaja

Na sl. 21. shematski su prikazani karakteristični oblici rotora i odnosi njihovog vanjskog i unutarnjeg promjera zavisno od specifičnog broja okretaja.

Specifični broj okretaja utjecat će i na oblik karakteristike pumpe. Sl. 22. prikazuje tri karakteristična oblika rotora raznog specifičnog broja okretaja i njihove pripadne Q—H linije. Nagib karakteristike pumpe povećava se s porastom specifičnog broja okretaja, povećanjem dobavne količine i smanjenjem manometarske visine dizanja. Zbog toga propelerne pumpe imaju najstrmiju karakteristiku, dok je jednostepene visokotlačne centrifugalne pumpe imaju najpoloženiju.



Sl. 22 Zavisnost karakteristika pumpe o obliku rotora

Specifični broj okretaja ne utječe samo na oblik karakteristike pumpe nego i na stupanj djelovanja i na usisnu visinu pumpe. Strmija se karakteristika i bolji stupanj djelovanja pumpe mogu postići podjelom manometarske visine dizanja na više stepena (veći specifični broj okretaja), a veća usisna visina može se postići dvostanim ulazom tekućine u rotor i smanjenjem broja okretaaj pumpe (manji specifični broj okretaja).

I teoretski i praktički dokazano je da stupanj djelovanja pumpe raste s porastom specifičnog broja okretaja. Iz rečenog slijedi da se može utvrditi i minimalni specifični broj okretaja kod kojeg će stupanj djelovanja pumpe biti još prihvatljiv. Za veličinu minimalnog specifičnog broja okretaja uzima se $n_s = 36{,}5$, dakle mora biti zadovoljen uvjet

$$3{,}65\, n\, \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} = 36{,}5$$

Odatle slijedi

$$Q \geqq 100\, \frac{\sqrt{H^3}}{n^2} \tag{26}$$

ili

$$H \leqq 0{,}0464\, \sqrt[3]{Q^2 \cdot n^4} \tag{27}$$

Kao što se vidi iz jednadžba (26) i (27), s obzirom na zadani broj okretaja (koji treba biti što veći zbog većeg specifičnog broja okretaja n_s), primjena rotacionih pumpa ne dolazi u obzir za male dobave ili za velike manometarske visine dizanja. Naročito nepovoljni uvjeti nastaju onda kada se oba zahtjeva pojavljuju istovremeno, tj. kada je potrebno dobavljati malu količinu tekućine na veliku visinu.

Ako se za pumpe s elektromotornim pogonom u jednadžbi (26) i (27) uvrsti najveći broj okretaja elektromotora, tj. $n = 3000\ o/min$, ove jednadžbe poprimaju oblik

$$Q_{min} = 0{,}0000111\, \sqrt{H^3} \tag{28}$$

$$H_{max} = 2000\, \sqrt[3]{Q^2} \tag{29}$$

U jednadžbama (28) i (29) treba uvrstiti manometarsku visinu dizanja H (m) i dobavu pumpe Q (m^3/s).

Ako su kod zadanog broja okretaja potrebne manje dobavne količine tekućine ili veće manometarske visine dizanja od vrijednosti dobivenih jednadžbama (26) i (27), onda treba primijeniti višestepene pumpe. Kod njih rotori kod istog broja okretaja imaju veći specifični broj okretaja, pa je prema tome i veći stupanj djelovanja pumpe.

Što je manja dobava pumpe, to je — prema jednadžbi (29) — manja maksimalna manometarska visina dizanja po jednom stepenu kod zadanog broja okretaja pumpe ili drugim riječima, potreban je veći broj stepena. Kod vrlo malih dobava i zadanog broja okretaja problem se više ne može riješiti ni višestepenom pumpom, pa u tim slučajevima rotacionu pumpu treba zamijeniti pumpom volumnog tipa.

Povoljan utjecaj visokog specifičnog broja okretaja na stupanj djelovanja pumpe dolazi do izražaja pretežno samo kod rada pumpe s punim kapacitetom. Kod djelomičnog pak opterećenja stupanj djelovanja ovih pumpa naglo pada. Osim toga visoki specifični broj okretaaj smanjuje usisnu sposobnost pumpe.

Primjer 18:

Prema specifičnom broju okretaja treba odrediti tip rotora jednostepene pumpe, ako pumpa dobavlja količinu tekućine $Q = 0{,}05\ m^3/s$ kod manometarske visine dizanja $H = 25\ m$; broj okretaja pumpe $n = 1450\ o/min$.

Rješenje:

Specifični broj okretaja izračunat će se primjenom formule (25), a dijagramom na sl. 20. izvršiti kontrola.

$$n_s = 3{,}65\ n\ \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} = 3{,}65 \cdot 1450\ \frac{\sqrt{0{,}05}}{\sqrt[4]{25^3}} = 106$$

Prema sl. 21. ovom specifičnom broju okretaja odgovara rotor normalne *brzohodnosti* ($n_s = 80 — 150$).

Primjer 19:

Kolika je minimalna dobava jednostepene centrifugalne pumpe kod $n = 3000\ o/min$, ako njena manometarska visina dizanja mora iznositi $H = 30\ m$?

Rješenje:

Primjenom jednadžbe (28)

$$Q_{min} = 0{,}0000111\ \sqrt{H^3} = 0{,}0000111\ \sqrt{30^3} = 0{,}00182\ m^3/s = 1{,}82\ l/s$$

Primjer 20.

Kolika se maksimalna visina dizanja može očekivati od jednostepene centrifugalne pumpe koja mora dobavljati Q = 1 l/s kod n = 3000 o/min?

Rješenje:

Primjenom jednadžbe (29)

$$H_{max} = 2000\ \sqrt[3]{Q^2} = 2000\ \sqrt[3]{0{,}001^2} = 20\ m$$

2.26 Bezdimenzijski broj okretaja

Uvođenjem *Međunarodnog sustava jedinica* u tehničke nauke došlo je do niza promjena ne samo u brojčanim izrazima nego i u pojedinim osnovnim definicijama. Tako je umjesto specifičnog broja okretaja n_s uveden bezdimenzijski broj okretaja σ.

Prema »Pravilniku o tehničkim normativima za pumpe i kompresore« (Sl. list SFRJ br. 32/74) bezdimenzijski broj okretaja pumpe σ određuje se izrazom

$$\sigma = 2{,}108\ n\ \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{Y^3}} \text{ odnosno } \sigma = 0{,}38\ n\ \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$$

Tu je: n — broj okretaja pumpe u sekundi, Q — dobava pumpe $[m^3/s]$, Y — jedinični rad pumpe *[J/kg]*, H — manometarska visina dizanja *[m]*.

I bezdimenzijski broj okretaja uvijek se određuje za jedan stepen pumpe, pa kod višestepenim pumpa treba za H *uvrstiti* ΔH, *gdje je* $\Delta H = \frac{H}{i}$ (i = broj stepena pumpe). Kod pumpa sa dvostranim ulazom tekućine u rotor za Q treba uvrstiti $Q/2$.

Ovako određen bezdimenzijski broj okretaja obvezatan je podatak koji proizvođač pumpe mora navesti u tehničkim podacima odnosno uz nazivnu radnu točku pumpe.

Između specifičnog broja okretaja n_s i bezdimenzijskog broja okretaja σ postoje ovi odnosi:

$$\sigma = 0{,}0017\ n_s \text{ i } n_s = 576\,\sigma$$

2. 27 Uvjeti sličnog rada

Kod promjene broja okretaja pumpe mijenja se i njena dobava, razvijeni pritisak i potrebna pogonska snaga. Promjena ovih veličina vrši se prema slijedećim odnosima:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1} \tag{30}$$

$$\frac{H}{H_1} = \left[\frac{n}{n_1}\right]^2 \tag{31}$$

$$\frac{P}{P_1} = \left[\frac{n}{n_1}\right]^3 \tag{32}$$

Tu je: Q, H, P — dobavna količina, razvijeni pritisak i potrebna snaga kod normalnog broja okretaja n prema podacima dobavljača iz kataloga pumpe ili dobijeno snimanjem karakterističnih krivulja;

Q_1, H_1, P_1 — iste veličine kod nekog drugog broja okretaja n_1.

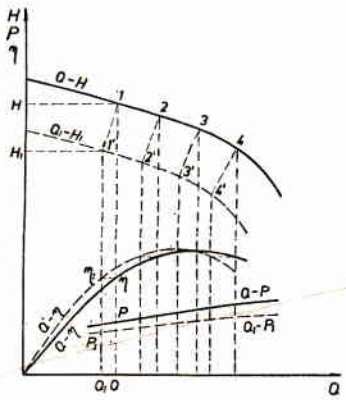
Ako su poznate karakteristične krivulje pumpe kod okretaja n, korištenjem izraza (30), (31) i (32) mogu se nacrtati karakteristične krivulje pumpe kod drugog broja okretaja n_1.

To se radi na taj način na se na poznatoj Q — H liniji kod broja okretaja n odabere bilo koja točka 1 (sl. 23) očitaju se vrijednosti Q i H te se izračunaju vrijednosti Q_1 *i* H_1 kod broja okretaja n_1 na temelju jednadžba (30) i (31). Dobivene vrijednosti Q_1 *i* H_1 ucrtaju se u Q — H dijagram kao točka 1'. Na isti način određuju se i točke *2', 3'* itd. Spajanjem ovih točaka dobije se karakteristika pumpe Q_1 — H_1 kod broja okretaja n_1.

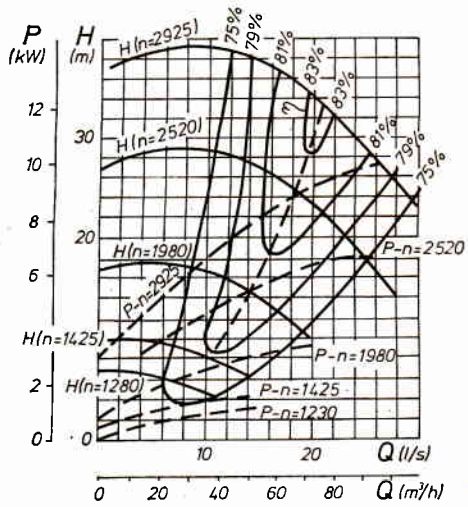
Analognim postupkom i primjenom jednadžbe (32) dolazi se i do krivulje snage Q_1 — P_1 kod broja okretaja n_1.

Stupanj djelovanja pumpe η praktički se ne mijenja kod promjene njenog broja okretaja u granicama koje u pogonu dolaze u obzir. Zato se veličine stupnja djelovanja koje odgovaraju točkama *1, 2, 3, 4* itd. na krivulji Q — H prenose paralelno s osi apscisa do okomica spuštenih iz točaka *1', 2', 3', 4'* itd. Spajanjem ovih točaka dobije se krivulja stupnja djelovanja $Q_1 - \eta_1$ kod broja okretaja n_1.

Poznato je da se promjenom broja okretaja mijenja i karakteristika pumpe. Da bi se mogao utvrditi najpovoljniji režim rada pumpe kod nekog broja okretaja koriste se univerzalne karakteristike kod kojih je u grafičkom obliku predočena veza između dobave, razvijenog pritiska, stupnja djelovanja i broja okretaja. Univerzalna karakteristika pumpe dobiva se ispitivanjem rada pumpe kod različitih brojeva okretaja te ucrtavanjem krivulja $Q - H$ i $Q - \eta$ za pojedine brojeve okretaja.



Sl. 23 Karakteristične krivulje centrifugalne pumpe kod prijelaza s jednog na drugi broj okretaja

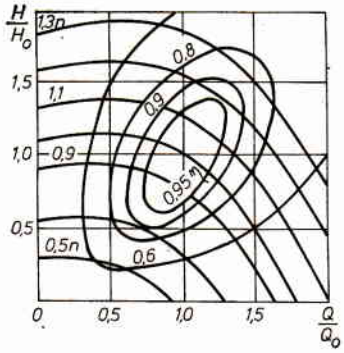


Sl. 24 Dimenzionalna univerzalna karakteristika centrifugalne pumpe

U praksi se koriste dimenzionalne i bezdimenzionalne univerzalne karakteristike. Na sl. 24. prikazana je dimenzionalna univerzalna karakteristika jedne centrifugalne pumpe čiji se je broj okretaja mijenjao u granicama $n = 2925$ *o/min do* $n = 1230$ *o/min.*

Za seriju sličnih pumpa osobito su prikladne bezdimenzionalne univerzalne karakteristike. One se dobivaju na isti način kao i dimenzionalne, samo što dobava, manometarska visina dizanja, stupanj djelovanja i broj okretaja nisu izraženi određenim numeričkim vrijednostima, nego bezdimenzionalno i to kao umjer njihovih otpimalnih vrijednosti (sl. 25).

U pogonu se često puta javlja potreba za smanjenjem dobave pumpe. Promjena broja okretaja nije uvijek moguća pa se u takvim slučajevima regulacija vrši prigušivanjem, tj. pritvaranjem zasuna na tlačnom cjevovodu. Osim toga kod znatnijeg sma-



Sl. 25 Bezdimenzionalna univerzalna karakteristika centrifugalne pumpe

njenja dobave pumpe dolazi se u područje nižeg stupnja djelovanja, pa se neekonomičnost rada još više povećava.

Kod potrebe stalnog smanjenja dobave svrsishodno je tokarenjem smanjiti vanjski promjer rotora. Ako se smanjenje vanjskog promjera rotora izvrši u umjerenim granicama, onda se stupanj djelovanja pumpe neće bitno izmijeniti.

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{D_2}{D_2'} \qquad (33) \qquad \frac{H}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_2'}\right)^2 \qquad (34)$$

Tu je: Q i H — dobava i razvijeni pritisak pumpe kod normalnog vanjskog promjera rotora D_2,

Q_1 i H_1 — dobava i razvijeni pritisak pumpe kod smanjenog vanjskog promjera ratora D'_2.

Granica do koje još ima smisla vršiti smanjenje vanjskog promjera rotora ovisi o specifičnom broju okretaja pumpe n_s, pa se preporuča da ovo maksimalno smanjenje kod pojedinih vrsta centrifugalnih pumpa ne prelazi slijedeće vrijednosti:

kod pumpa s n_s 60 — 120	15 — 20%
kod pumpa s n_s 120 — 200	11 — 15%
kod pumpa s n_s 200 — 300	7 — 11%

Kod $n_s > 300$ tokarenje se rotora više ne dozvoljava. Treba spomenuti da tokarenju rotora treba pristupiti oprezno uzimajući pri tom u obzir ne samo dozvoljene granice tokarenja nego i konstruktivne karakteristike pumpe. Tokarenjem rotora do 20% stupanj djelovanja pumpe opada za 1 — 5%.

Primjer 21:

Koliko će se smanjiti dobava, manometarska visina dizanja i potrebna snaga pumpe, ako se njen broj okretaja smanji za 10%?

Rješenje:

Odnos broja okretaja: $\frac{n_1}{n} = \frac{0,9}{1} = 0,9$

Dobava pumpe pri smanjenom broju okretaja

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1} \quad \rightarrow \quad Q_1 = Q\,\frac{n_1}{n} = 0,9 \cdot Q$$

Manometarska visina dizanja kod smanjenog broja okretaja

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2 \quad \rightarrow \quad H_1 = H\left(\frac{n_1}{n}\right)^2 = 0,9^2\,H = 0,81\ H$$

Potrebna snaga kod smanjenog broja okretaja

$$\frac{P}{P_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 \quad \rightarrow \quad P_1 = P\left(\frac{n_1}{n}\right)^3 = 0,9^3\,P = 0,729\ P$$

Prema tome ako se broj okretaja smanji za 10%, u istom omjeru će se smanjiti i dobava pumpe. Međutim, manometarska visina dizanja smanjit će se za 19% a potrebna snaga za 27%.

Primjer 22:

Centrifugalna pumpa tipa *2CN7*, proizvodnje »Litostroj«, Ljubljana, dobavlja vodu u količini od *14 l/s* kod manometarske visine dizanja *60 m* i kod broja okretaja *2900 o/min*. Pri takvim radnim uvjetima pogonski elektromotor troši snagu *13 kW*. Kolika bi bila dobava, manometarska visina dizanja i potrebna snaga za pogon pumpe, ako bi se broj okretaja smanjio na *2700 o/min?*

Rješenje:

Primjenom jednadžbe (30)

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1} \rightarrow Q_1 = Q\frac{n_1}{n} = 14\frac{2700}{2900} = 13{,}03 \ l/s$$

Primjenom jednadžbe (31)

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2 \rightarrow H_1 = H\left(\frac{n_1}{n}\right)^2 = 60\left(\frac{2700}{2900}\right)^2 = 52 \ m$$

Primjenom jednadžbe (32)

$$\frac{P}{P_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 \rightarrow P_1 = P\left(\frac{n_1}{n}\right)^3 = 13\left(\frac{2700}{2900}\right)^3 = 10{,}49 \ kW$$

Primjer 23:

Pumpa za vodu — dimenzionalne univerzalne karakteristike prema sl. 24 — u optimalnim radnim uvjetima kod broja okretaja $n = 2520$ *o/min* dobavlja $Q = 16$ *l/s* kod $H = 26$ *m*, uz $\eta = 0{,}81$. Potrebno je odrediti režim rada pumpe kod dobave $Q_1 = 22$ *l/s*, ako je broj okretaja ostao nepromijenjen. Za koliko će porasti potrebna snaga za pogon pumpe?

Rješenje:

Iz karakteristike pumpe za $n = 2520$ *o/min* nalazimo da će kod dobave $Q_1 = 22$ *l/s* manometarska visina dizanja iznositi $H_1 = 21$ *m*, a stupanj će djelovanja biti $\eta_1 \cong 0{,}8$.

Potrebna snaga u optimalnim radnim uvjetima

$$P = \frac{\varrho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000\,\eta} = \frac{1000 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}016 \cdot 26}{1000 \cdot 0{,}81} = 5{,}04 \ kW$$

Potrebna snaga kod promijenjenih radnih uvjeta

$$P_1 = \frac{\varrho\, g\, Q_1 H_1}{1000\,\eta_1} = \frac{1000 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}022 \cdot 21}{1000 \cdot 0{,}8} = 5{,}66 \ kW$$

Potrebna snaga za pogon pumpe porast će za 5,66 — 5,04 = 0,62 kW.

Primjer 24:

Centrifugalna pumpa ima bezdimenzionalnu univerzalnu karakteristiku prema sl. 25. U optimalnim radnim uvjetima pumpa dobavlja $Q_o = 20$ *l/s* kod $H_o = 80$ *m i* $n = 1450$ o/min. Koju će manometarsku visinu dizanja H pumpa razviti kod dobave $Q = 30$ *l/s* ako se broj okretaja smanjio na *1300 o/min?*

Rješenje:

$$\frac{Q}{Q_o} = \frac{30}{20} = 1{,}5$$

Iz odnosa broja okretaja: $\frac{1300}{1450} = 0{,}9$

na sl. 25. nalazimo na $Q - H$ liniji za $0{,}9\ n$ i $Q/Q_o = 1{,}5$

$$\frac{H}{H_o} = 0{,}25 \text{ odnosno } H = 0{,}25\ H_o = 0{,}25 \cdot 80 = 20\ m.$$

Primjer 25:

Pumpa kod optimalnog broja okretaja $n_o = 1450$ *o/min* dobavlja $Q_o = 50$ *l/s* kod $H_o = 100$ *m*, uz $\eta_o = 0{,}70$. Korištenjem bezdimenzionalne univerzalne karakteristike na sl. 25 odrediti potreban broj okretaja i potrebnu snagu, ako pumpa treba dobavljati istu količinu tekućine, ali kod manometarske visine dizanja $H = 130$ *m.*

Rješenje:

$$\frac{Q}{Q_o} = 1; \quad \frac{H}{H_o} = \frac{130}{100} = 1{,}30$$

Za ove odnose na sl. 25. nalazimo

$$\frac{n}{n_o} = 1{,}1, \text{ odnosno } n = 1{,}1\ n_o = 1{,}1 \cdot 1450 = 1595\ o/min$$

U novim radnim uvjetima bit će stupanj djelovanja

$$\frac{\eta}{\eta_o} = 0{,}95 \text{ odnosno } \eta = 0{,}95\ \eta_o = 0{,}95 \cdot 0{,}7 = 0{,}67$$

Potrebna snaga za pogon pumpe

$$P = \frac{\varrho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000\,\eta} = \frac{1000 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}05 \cdot 130}{1000 \cdot 0{,}67} = 95{,}2\ kW$$

Primjer 26:

Rotor vanjskog promjera *400 mm* otokarit će se na *360 mm.* Prije tokarenja pumpa je dobavljala *60 l/s* kod pritiska *5,2 bar.* Kolika će biti dobava i razvijeni pritisak nakon tokarenja?

Rješenje:

Primjenom jednadžbe (33)

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{D_2}{D_2'} \qquad Q_1 = Q\,\frac{D_2'}{D_2} = 60\,\frac{360}{400} = 56\ l/s$$

Primjenom jednadžbe (34)

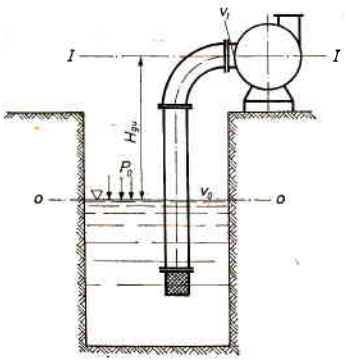
$$\frac{H}{H_1} = \frac{p}{p_1} = \left(\frac{D_2}{D_2'}\right)^2$$

$$p_1 = p\left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2 = 5{,}2\left(\frac{360}{400}\right)^2 = 4{,}21\ bar$$

2.28 Najveća dozvoljena geodetska usisna visina

Podizanjem mase *1 kg* tekućine s nivoa *0 — 0* u dovodnom rezervoaru (sl. 26) do simetrale horizontalne pumpe (*I — I*) jedan dio energije tekućine utrošit će se na svladavanje otpora u usisnom cjevovodu. Ako za ova dva presjeka napišemo *Bernoullijevu* jednadžbu s obzirom na referentnu liniju *0 — 0*, ona će poprimiti oblik

$$\frac{p_o}{\varrho\, g} + \frac{v_0^2}{2g} = H_{gu} + \frac{p_1}{\varrho\, g} + \frac{v_1^2}{2g} + \Sigma\, h_{wu}$$



Sl. 26 Elementi usisnog cjevovoda za određivanje usisne visine

Tu je: p_0 — atmosferski pritisak na slobodnu površinu tekućine u dovodnom rezervoaru $[N/m^2]$, v_0 — brzina gibanja tekućine u dovodnom rezervoaru $[m/s]$, H_{gu} — geodetska usisna visina $[m]$, p_1 — apsolutni pritisak u presjeku *I—I* $[N/m^2]$, v_1 — brzina tekućine u usisnom cjevovodu $[m/s]$, Σh_{wu} — ukupni otpori u usisnom cjevovodu $[m]$, ϱ — gustoća tekućine $[kg/m^3]$, g — ubrzanje zemljine teže $g = 9{,}81\ m/s^2]$.

S obzirom na malu brzinu v_o u dovodnom rezervoaru član $\frac{v_0^2}{2g}$ može se zanemariti pa gornja jednadžba poprima oblik

$$H_{gu} = \frac{p_o - p_1}{\varrho\, g} - \Sigma\, h_{wu} - \frac{v_1^2}{2g} \qquad (35)$$

Pri određivanju usisne visine potrebno je imati na umu da za vrijeme rada pumpe u usisnom cjevovodu dolazi do smanjenja pritiska do veličine $p_1 < p_o$. Ako se pritisak p_1 smanji do pritiska isparivanja tekućine p' doći će do stvaranja para i poremetit će se normalan rad pumpe. Zbog toga minimalni pritisak u pumpi treba biti veći od pritiska isparivanja tekućine koja se pumpa. Pritisak isparivanja vode znatno raste s povećanjem njene temperature odno-

sno drugim riječima, dok je vrelište vode kod pritiska od *10,33 m* na *100°* C, kod pritiska od npr. *2,0 m* bit će već kod *60°* C. Odnos pritiska isparivanja zavisnom o temperaturi vode prikazan je u tabeli 4.

Pritisak isparivanja vode u zavisnosti o temperaturi

Tablica 4

Trmperatura vode (°C)	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Pritisak isparivanja p' (bar)	0,009	0,012	0,024	0,042	0,074	0,123	0,196	0,311	0,471	0,697	1,013

Tekućina ulazi u pumpu s energijom: $E_1 = \frac{p_1}{\varrho g} + \frac{v_1^2}{2g}$

Pri tom pritisak ne smije pasti na veličinu kod koje može doći do isparivanja tekućine. Prema tome, s obzirom na pritisak isparivanja na ulazu u pumpu potreban je još izvjestan dodatni pritisak ΔH

$$\Delta H = E_1 - \frac{p'}{\varrho g} = \frac{p_1}{\varrho g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{p'}{\varrho g} \qquad (36)$$

Iz jednadžbe (36) slijedi kinetička energija

$$\frac{v_1^2}{2g} = \Delta H - \frac{p_1}{\varrho g} + \frac{p'}{\varrho g}$$

Uvrštenjem ovog izraza u jednadžbu (35) za geodetsku usisnu visinu dobijemo

$$H_{gu} = \frac{p_0 - p_1}{\varrho g} - \Sigma h_{wu} - \Delta H + \frac{p_1}{\varrho g} - \frac{p'}{\varrho g} = \frac{p_0 - p'}{\varrho g} - \Sigma h_{wu} - \Delta H \qquad (37)$$

Da bi se osigurao pouzdan rad pumpe veličina potrebnog dodatnog pritiska ΔH množi se koeficijentom sigurnosti $\varphi = 1{,}2 - 1{,}4$. Sada izraz za dozvoljenu geodetsku usisnu visinu poprima oblik

$$H_{gu} = \frac{p_0 - p'}{\varrho g} - \Sigma h_{wu} - \varphi \Delta H \qquad (38)$$

Veličina potrebnog dodatnog pritiska ΔH treba biti tolika da spriječi pojavu kavitacije (v. poglavlje 2.61) do koje dolazi kad se pritisak usisavanja toliko smanji da dođe do isparivanja tekućine. Na temelju eksperimentalnih istraživanja utvrđeno je da dodatni pritisak ΔH ovisi o manometarskoj visini dizanja pumpe H, a između njih postoji slijedeća zavisnost

$$\Delta H = \sigma H \qquad (39)$$

Tu je: σ — koeficijent kavitacije. On zavisi o specifičnom broju okretaja i konstruktivnim karakteristikama pumpe, H — manometarska visina dizanja jednostepene pumpe odnosno kod višestepenih pumpa visina dizanja prvog stepena.

Koeficijent kavitacije σ može se odrediti slijedećom formulom

$$\sigma = \left(\frac{n_s}{C}\right)^{4/3} \tag{40}$$

Tu je: n_s — specifični broj okretaja, C — koeficijent koji uzima u obzir konstruktivne karakteristike pumpe. Obično se uzima $C = 500 — 600$, kod nekih konstrukcija $C = 800 — 1000$.

Uvrštenjem izraza (39) u jednadžbu (38) dolazi se do konačnog izraza za najveću dozvoljenu geodetsku usisnu visinu $H_{gu_{max}}$ *[m]* centrifugalne pumpe

$$H_{gu_{max}} = \frac{p_0 - p'}{\varrho g} - \Sigma h_{wu} - \varphi\, \sigma\, H \tag{41}$$

Ovdje je: p_0 — atmosferski pritisak *[N/m²]*, p' — pritisak isparivanja tekućine *[N/m²]*, Σh_{wu} — ukupni otpori u usisnom cjevovodu *[m]*, φ — koeficijent sigurnosti, σ — koeficijent kavitacije, H — manometarska visina dizanja prvog stepena pumpe *[m]*.

Atmosferski pritisak p_0 mijenja se zavisno o nadmorskoj visini, pa i taj element treba uzeti u obzir prema podacima u tabeli 5.

Promjena atmosferskog pritiska s nadmorskom visinom

Tablica 5

Nadmorska visina (m)	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1500	200
Atmosferski pritisak p_0 (bar)	1,013	1,00	0,99	0,98	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,84	0,82

Primjer 27:

Jednostepena centrifugalna pumpa dobavlja $Q = 555$ *l/s* kod manometarske visine dizanja $H = 13{,}5$ *m* i broja okretaja $n = 730$ *o/min*. Pumpa dobavlja vodu temperature 10 °C, a otpori u usisnom cjevovodu iznose $\Sigma h_{wu} = 0{,}5$ *m*. Kolika je najveća dozvoljena geodetska usisna visina pumpe, ako je pumpa postavljena na nadmorskoj visini *300 m*?

Rješenje:

Specifični broj okretaja

$$n_s = 3{,}65\, n \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} = 3{,}65 \cdot 730 \frac{\sqrt{0{,}555}}{\sqrt[4]{13{,}5^3}} = 282$$

Iz izraza (40) i pretpostavljeni koeficijent $C = 800$ izlazi koeficijent kavitacije

$$\sigma = \left(\frac{n_s}{C}\right)^{4/3} = \left(\frac{282}{800}\right)^{4/3} = 0{,}247$$

Iz tabele 5 za nadmorsku visinu *300 m*, $p_0 = 0{,}98$ *bar* $= 0{,}90 \cdot 10^6$ *N/m²*; iz tabele 4 za vodu temperature *10 °C*, $p' = 0{,}012$ *bar* $= 0{,}012 \cdot 10^6$ *N/m²*. Uz odabrani

koeficijent sigurnosti $\varphi = 1{,}2$ slijedi najveća dozvoljena geodetska usisna visina pumpe prema jednadžbi (41)

$$Hgu_{max} = \frac{p_0 - p'}{\varrho\, g} - \Sigma h_{wu} - \varphi\, \sigma\, H$$

$$Hgu_{max} = \frac{(0{,}98 - 0{,}012)\cdot 10^6}{1000 \cdot 9{,}81} - 0{,}5 - 1{,}2 \cdot 0{,}247 \cdot 13{,}5 = 5{,}37\ m$$

2.3 GLAVNI DIJELOVI CENTRIFUGALNE PUMPE

2.31 Kućište

S obzirom na hidrauličke uvjete raad centrifugalne pumpe kućište treba biti tako izvedeno da ispunjava slijedeće zadatke:

a) na usisnoj strani — da osigura jednoliku raspodjelu brzine u poprečnom presjeku ulazne struje tekućine i minimalne hidrauličke otpore strujanja tekućine;

b) na tlačnoj strani — da uz najmanje hidrauličke otpore prihvaća tekućinu koja dolazi iz rotora odnosno statora, da joj smanjuje brzinu i da na taj način pretvara kinetičku energiju strujanja u potencijalnu energiju pritiska.

U odnosu na ove zahtjeve razlikujemo dva osnovna oblika kućišta:

1. cilindrično kućište — u kojeg je presjek kanala u odnosu na rotor odnosno stator konstantan po cijelom opsegu. Duž oboda pritječe sve veća količina tekućine, brzina je promjenljiva i sve veća prema izlazu u tlačni vod pa je i pritisak tekućine različit. Ova vrsta kućišta nalazi se još samo kod pumpa manjih snaga;
2. spiralno kućište — u njega se presjek kanala sve više povećava prema izlazu u tlačni vod te se u njemu nastavlja pretvaranje brzine u pritisak. Ovaj tip kućišta, uslijed jednostavnosti konstrukcije i visokog stupnja djelovanja, postigao je najširu primjenu.

Kod višestepenih pumpa kućište mora biti izvedeno s međukanalima koji će dovoditi tekućinu iz prethodnog stepena u rotor slijedećeg stepena. Ovi međukanali moraju ispunjavati nekoliko važnih zadataka:

a) dovoljnim reduciranjem brzine strujanja pretvarati kinetičku energiju u energiju pritiska da bi slijedeći stepen obavio svoju funkciju sa što manje gubitaka;

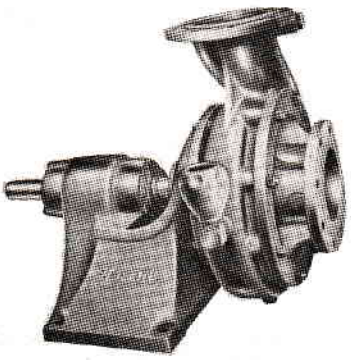
b) zakretanje struje tekućine za 180° da bi se usmjerila u pravcu glavine rotora slijedećeg stepena;

c) mijenjanjem i podešavanjem oblika međukanala omogućiti jednoliku raspodjelu tekućine oko glavine rotora slijedećeg stepena.

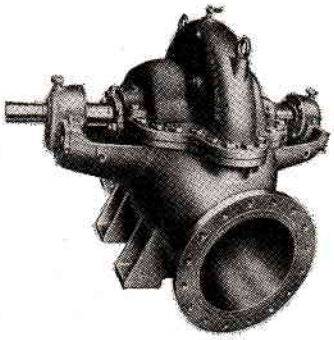
Kućišta se najčešće izvode od lijevanog željeza, a kod visokih pritisaka i temperatura, kao u slučaju kotlovskih pojnih pumpa, od čeličnog lijeva s dodatkom kroma. Kućišta pumpa za vrlo visoke pritiske otkivaju se iz čelika. Za agresivne tekućine kućišta se izvode od lijevanog željeza legiranog s odgovarajućim dodacima od bronce bez cinka ili od umjetnih masa. Koristi se i oblaganje kućišta gumom, olovom, keramikom ili nekim drugim pogodnim materijalom.

S obzirom na konstruktivnu izvedbu pumpe kućišta se izvode u dva osnovna oblika i to kao dvodjelna i kao prstenasta. Kod jednostepenih pumpa izvode se i jednodjelna kućišta koja su s usesne strane — ili i s usisne i sa tlačne strane — zatvorena poklopcem koji je vijcima pritegnut za kućište.

Na sl. 27. prikazana je jednostepena centrifugalna pumpa konzolnog tipa. Kućište je pumpe izvedeno kao jednodjelno, a aksijalni usisni priključak istovremeno zatvara kućište sa prednje strane.



Sl. 27 Jednostepena centrifugalna pumpa s jednodjelnim kućištem



Sl. 28 Jednostepena centrifugalna pumpa s dvodjelnim kućištem i horizontalnom razdjelnom plohom

Dvodjelno kućište podijeljeno je u dva dijela jednom horizontalnom razdjelnom plohom. Gornji i donji dio kućišta međusobno se spajaju vijcima koji prolaze kroz prirubnicu duž oboda kućišta. Podizanjem gornjeg dijela kućišta ovakva konstrukcija omogućuje dobru pristupačnost i preglednost svih unutarnjih dijelova pumpe. Osim toga remont i montaža pumpe vrlo su jednostavni. Gornji se dio kućišta podigne i u donji se položi osovina na koju su već postavljeni rotori, brtve i ležaji — a što istovremeno omogućuje i primjenu dizalice kod većih pumpa. Navlačenjem rotora na osovinu izvan kućišta omogućeno je i uravnoteženje mase osovine i rotora kao jedne cjeline, što je naročito važno kod višestepenih pumpa s velikim brojem okretaja.

Na sl. 28. prikazana je jednostepena centrifugalna pumpa sa dvostranim ulazom tekućine. Kućište je izvedeno kao dvodjelno s horizontalnom razdjelnom plohom. Dvodjelno kućište može biti izvedeno — premda rijetko — i s vertikalnom razdjelnom plohom. Primjer je takve konstrukcije kućišta prikazan na sl. 29.

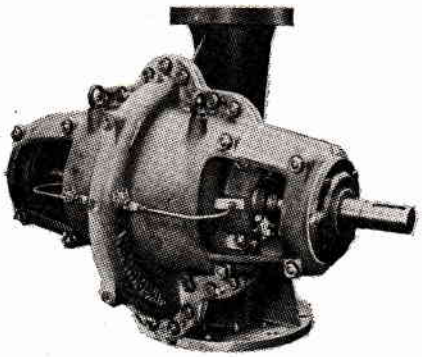
I jednostepene i višestepene pumpe američke proizvodnje imaju gotovo isključivo dvodjelno kućište, dok se kod evropskih proizvođača pumpa u pravilu ova konstrukcija primjenjuje samo kod velikih jednostepenih pumpi. Lijevanje dvodjelnih kućišta za višestepene pumpe vrlo je složeno, jer u kućištu moraju biti izliveni i međukanali koji vode tekućinu iz jednog stepena u drugi. Kod ovakvog odljeva s različitim debljinama stijenki, kod hlađenja dolazi do unutarnjih naprezanja koja smanjuju čvrstoću kućišta.

Prstenasto kućište višestepenih pumpa sastoji se od niza pojedinačnih prstena, za svaki stepen po jedan, međusobno pritegnutih uzdužnim vijcima. Prvi i posljednji prsten lijeva se zajedno s nosačem ležaja i prirubnicom usisnog odnosno tlačnog priključka. Brtvljenje između pojedinih prstena vrši se

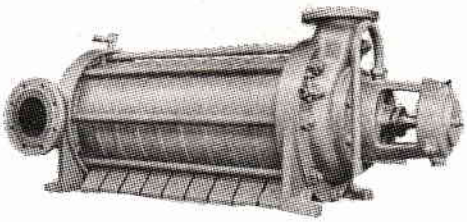
nalijeganjem fino obrađenih dosjednih površina, a kod starijih konstrukcija pomoću uljem impregniranih papirnatih ili gumenih brtvenih prstena.

Na sl. 30. prikazan je primjer izvedbe prstenastog kućišta kod jedne desetorostepene visokotlačne centrifugalne pumpe.

Prstenasto kućište ima niz konstruktivnih odnosno, bolje rečeno, izvedbenih prednosti. Prsteni su jednostavni, lako se liju i nema opasnosti od unutarnjih naprezanja. Internim standardima proizvođača mogu se utvrditi standardni oblici prstena za više raznih tipova pumpa, što znatno pojeftinjuje proizvodnju. Spajanjem većeg ili manjeg broja jednakih prstena postižu se veće ili manje visine dizanja.



Sl. 29 Jednostepena centrifugalna pumpa s dvodjelnim kućištem i vertikalnom razdjelnom plohom



Sl. 30 Deseterostepena centrifugalna pumpa s prstenastim kućištem

Osnovni je nedostatak prstenastih kućišta u tom što su unutarnji dijelovi nepristupačni te se radi pregleda pumpe svi prsteni moraju rastaviti i rotori skinuti s osovina. Pri tom treba skinuti osovinu i ležaje, što u slučaju kotrljajućih ležaja nepovoljno utječe na njihovu točnost i vijek trajanja.

Na gornjem dijelu kućišta nalazi se otvor za zalijevanje pumpe pri pokretanju kao i otvor za ispuštanje zraka. Na donjem dijelu kućišta nalazi se otvor za ispust tekućine kod remonta ili kod dužeg stajanja stroja izvan pogona. Osim toga iza usisnog priključka pumpe nalazi se provrt za vakuumetar, a kod tlačnog priključka provrt za manometar.

2.32 Rotor

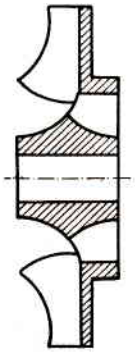
Rotori su elementi koji služe da mehaničku energiju primljenu od pogonskog motora koju predaju protočnoj struji tekućine.

Rotori centrifugalnih pumpa u većini slučajeva lijevaju se u jednom komadu od sivog lijeva, bronce ili čeličnog lijeva. Kod pumpa za kemijski aktivne tekućine rotori se izvode od specijalnog čelika, olova, keramike, stakla ili drugih kemijskih otpornih materijala.

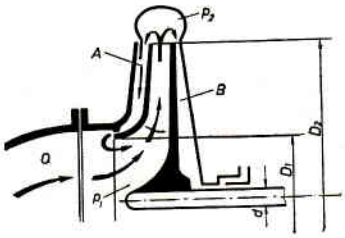
Na sl. 31. prikazan je brončani rotor jedne jednostepene pumpe kod kojeg je vidljivo da prednji i stražnji vijenac te kanali između pojedinih lopatica sačinjavaju jednu cjelinu. Ovakav se rotor često puta naziva zatvoreni rotor. Zatvoreni se rotor s vanjske strane može dobro strojno ili ručno obraditi, ali obrada unutarnjih površina moguća je samo u ograničenoj mjeri.

Zbog toga je vrlo važno da se već kod lijevanja postigne što je moguće bolja glatka površina lopatica i kanala, da bi otpori trenja bili što manji. Kod rotora malih promjena, uslijed malih dimenzija kanala, obrada unutarnjih površina uopće više nije moguća, pa se takvi rotori često izvode ljevanjem od dva komada. Prednji i stražnji vijenac — od kojih jedan nosi lopaticu — lijevaju se zasebno, nakon lijevanja obrađuju, a onda se zakovicama spajaju.

Sl. 31 Brončani rotor jednostepene pumpe



Sl. 32 Poluotvoreni rotor



Sl. 33 Strujanje tekućine kroz rotor i zazore između rotora i stijenke kućišta

Osim navedene zatvorene izvedbe rotora koristi se i poluotvoreni oblik rotora u kojeg nema prednjeg vijenca (sl. 32). Rotori ovog oblika susreću se kod manjih pumpa, ali također i kod pumpa za veće dobavne količine kod manjih manometarskih visina dizanja, kao npr. kod poluaksijalnih pumpa. Prednost je poluotvorenih rotora u tom što su svi dijelovi pristupačni za obradu, a i troškovi proizvodnje su niži. Na otvorenu stranu rotora dolazi obrađeno kućište pumpe pa kanale sačinjavaju stražnji vijenac, lopatice i stijenka kućišta. Upravo u tome je i mana ove konstrukcije, jer neophodna zračnost između kućišta i rotora omogućava strujanje dijela tekućine mimo rotora što dovodi do smanjenja dobavne količine i manometarske visine dizanja pumpe.

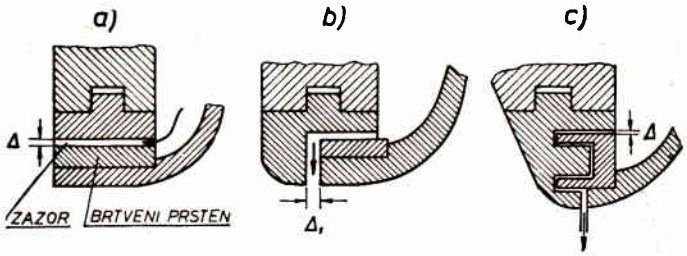
Pričvršćenje rotora za osovinu vrši se općenito uložnim klinovima. Kod višestepenih pumpa utori za klin su na osovini međusobno pomaknuti za 90° za svaki slijedeći rotor.

2.33 Brtveni prsteni

Razlika između pritiska na izlazu iz rotora i pritiska na ulazu u rotor omogućuje da jedan dio protočne tekućine uđe u prostor između prednjeg vijenca rotora i kućišta pumpe (sl. 33). Na taj način neće cijela količina tekućine koja prolazi kroz rotor doći u tlačni cjevovod odnosno u slijedeći stepen kod višestepenih pumpa, nego će — uslijed potrebnih zračnosti između pokretnih i nepokretnih dijelova — dio tekućine cirkulirati između rotora i kućišta pumpe. Dobavna količina pumpe Q bit će manja od protoka kroz rotor Q_r za veličinu navedenih gubitaka. Odnos dobava pumpe Q i protoka kroz rotor Q_r zove se volumni stupanj djelovanja pumpe η_v (v. poglavlje 2.23).

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_r}$$

Povećanje volumnog stupnja djelovanja može se postići smanjenjem protočnih gubitaka kroz zračnosti. Zbog toga se između rotora i kućišta ostavlja samo neznatan zazor, čija veličina ovisi o promjeru rotora. Uslijed malih dimenzija zazora dolazi u njemu do velikih brzina strujanja, pa se površine vrlo brzo troše. Trošenje se naročito povećava, ako protočna tekućina sadrži i abrazivne tvari. Da bi se spriječilo trošenje izloženih površina izvode se posebni brtveni prsteni, koji se učvrste za rotor i kućište te na taj način stvaraju potreban zazor između pokretnog i nepokretnog dijela pumpe. Brtveni prsteni izrađuju se od materijala otpornijeg nego što je rotor i kućište. Površine izložene trošenju mogu na taj način dulje izdržati u pogonu, a prema potrebi prsteni se mogu i izmijeniti.



Sl. 34 Konstruktivni oblici brtvenih prstena
a) plosnati; b) kutni; c) labirintni

Za veličinu zazora između brtvenih prstena mogu se preporučiti slijedeće vrijednosti:

za promjer rotora	120 — 180 mm	0,20 — 0,30 mm
	180 — 250 mm	0,25 — 0,35 mm
	250 — 350 mm	0,30 — 0,40 mm
	350 — 500 mm	0,40 — 0,50 mm
	500 — 800 mm	0,60 — 0,80 mm
	800 — 1200 mm	0,80 — 1,20 mm

Na sl. 34. prikazana su tri osnovna tipa brtvenih prstena koji se primjenjuju kod pumpa. Najjednostavniji je plosnati brtveni prsten (sl. 34a). Njegov je nedostatak u tome što struja tekućine — koja velikom brzinom izlazi kroz zazor — ima smjer suprotan osnovnom strujanju tekućine na ulazu u rotor, pa može doći do nejednakih mjernih ulaznih brzina. Zbog toga se plosnati brtveni prsteni primjenjuju, uglavnom, samo kod niskotlačnih pumpi.

Mnogo je bolji kutni brtveni prsten (sl. 34b). U njega je izlazni zazor Δ_1 znatno veći od ulaznog. Na taj se način brzina strujanja tekućine na izlazu iz zazora znatno smanjuje pa ne narušava osnovnu ulaznu struju tekućine kod ulaza u rotor. Ova vrsta brtvenih prstena najčešće se koristi u srednjetlačnih pumpa.

Kod visokotlačnih pumpa koristi se labirintni brtveni prsteni (sl. 34c) koji su konstruktivno najsloženiji, ali u njih je i najmanji gubitak tekućine kroz zazor.

2.34 Osovina

Osovina služi za prijenos mehaničke energije od pogonskog motora na rotore pumpe.

Kao materijal za osovine kod pumpa za neagresivne tekućine može se primijeniti plavi čelik kvalitete *Č 50*, a u slučaju težih uvjeta rada upotrebljava se krom-nikalj čelik ili nerđajući čelik. Kod pumpa s brončanim rotorima često su puta osovine izvedene sa zaštitnim tuljcima izvedenim od materijala otpornog na koroziju ili barem iz nerđajućeg materijala.

Zaštitni se tuljci postavljaju na osovinu i na mjestu njenog prolaza kroz brtvenicu. Ovi zaštitni tuljci upravo su oni dijelovi centrifugalne pumpe koji se najviše troše i to naročito kod pumpa s jako opterećenim brtvenicama.

Kod višestepenih pumpa na osovinu dolaze i odstojni prsteni koji su potrebni za održavanje međusobnog razmaka između pojedinih rotora. Odstojni se prsteni najčešće izrađuju od bronce.

Ako je pumpa predviđena za dobavu kiselina ili drugih agresivnih tekućina, cijela se osovina izvodi od odgovarajuće otpornog materijala, kao npr. socijalni mesing, aluminijska bronca i sl.

2. 35 Ležaji

S obzirom na vrstu trenja između radnih površina osovine i ležaja dijelimo ležaje na:

— klizne ležaje. U njih ležaj obuhvaća potpuno ili djelomično rukavac koji pri okretanju kliže po glatkoj nosivoj površini ležaja;

— kotrljajuće ležaje. U njih se pritisak na tijelo ležaja prenosi pomoću kuglica ili valjaka raznih oblika koji se pri okretanju rukavca kotrljaju između rukavca i tijela ležaja.

S obzirom na smjer djelovanja sile na ležaj dijelimo ležaje na:

— radijalne (potporne), koji su opterećeni radijalnim (poprečnim) silama,

— aksijalne (uporne), koji su opterećeni aksijalnim silama (silama u smjeru osi) i

— radijalno — aksijalne, koji su opterećeni i radijalnim i aksijalnim silama.

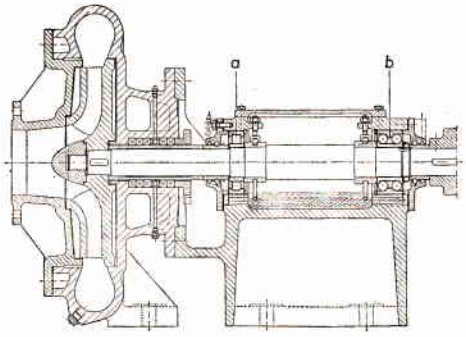
Kao radijalni ležaji kod pumpa koriste se i klizni i kotrljajući ležaji. Vanjski klizni ležaji u pumpa manjih snaga podmazuju se uljnim prstenom, a u slučaju primjene kod većih snaga podmazivanje se vrši pod pritiskom Kao kotrljajući ležaji primjenjuju se različite vrste kugličnih i valjkastih ležaja.

Primjer je primjene kotrljajućih ležaja prikazan na presjeku jednostepene centrifugalne pumpe konzolnog tipa na sl. 35. Jednoredni valjkasti ležaj a) prihvaća radijalno opterećenje, dok dvoredni samoudesivi kuglični ležaj (b) prihvaća i radijalno i aksijalno opterećenje. Podmazivanje i jednog i drugog

ležaja vrši se uljem. Ugradbeni dosjedi kod ovih ležaja — prema *ISO* tolerancijama — iznose:

kod jednorednog valjkastog ležaja: osovina m 6
kućišta K 6

kod dvorednog kugličnog ležaja: osovina j 6
kućišta J 6



Sl. 35 Primjena kotrljajućih ležaja kod centrifugalne pumpe
a) jednoredni valjkasti ležaj; b) dvoredni samoudesivi kuglični ležaj

Unutarnji ležaji, tj. ležaji koji se nalaze unutar same pumpe i koji zato dolaze u dodir s tekućinom koja se pumpa, ako se izvode kao klizni, podmazuju se mašću koja se kroz provrt u ležaju dovodi izvana. Pri dobavi pitke vode nije dozvoljen dodir vode s mastima, pa se kod tih pumpa podmazivanje ležaja vrši vodom. Umjesto masti u ležaj se dovodi voda pod pritiskom, koja se u tu svrhu oduzima s nekog mjesta u pumpi na kojem vlada odgovarajući pritisak.

Za blazinice, kao jedan od najvažnijih i najosjetljivijih dijelova kliznog ležaja, općenito vrijedi da treba biti izrađena od takvog materijala koji će kod rada štedjeti rukavac na račun vlastitog trošenja. Zbog toga blazinica mora imati slijedeća svojstva:

blazinica = postelja

— da sredstvo za podmazivanje na nju dobro prianja i da se dobro raspodjeljuje;

— da ima dobra klizna svojstva za slučaj kraćeg prekida podmazivanja;

— da bude otporna na: trošenje, pritisak i prema udarcima;

— da ima malen koeficijent trenja i dobru toplinsku vodljivost.

U centrifugalnih pumpa za blazinice ležaja vrlo se često koristi bijeli metal sastava antimon 10 — 12%, cink 5,5 — 6,5%, kositar ostatak ili legura sastava antimon 15 — 17%, cink 1,5 — 2%, kositar 15 — 17%, olovo ostatak.

Bronca je najprikladniji materijal za blazinice ležaja kod pumpa za pitku vodu kod kojih se podmazivanje ležaja vrši vodom — ako se radi o vodi koja je neutralna *(pH = 7,0)* pa ne može doći do elektrolitičkog djelovanja između bronce i ostalih željeznih dijelova pumpe. U ovih ležaja blazinice se izvode od posebne olovne bronce ulivene na podlogu od nerđajućeg čelika.

Za ove blazinice mogu se upotrijebiti bronce različitog sastava, a za velika opterećenja ležaja vrlo je prikladna bronca koja sadrži 83% bakra, 7% kositra, 7% olova i 3% cinka. Ova se bronca često upotrebljava, jer podnosi veća opterećenja nego bronce s većim sadržajem olova. Međutim, treba spomenuti da za većinu pumpa neće biti potrebno osigurati takva nosivost ležaja, pa se u praksi u većini slučajeva mogu primijeniti bronce s većim sadržajem olova. Bronca sastava 78% bakra, 7% kositra i 15% olova smanjit će opasnost od zaribavanja ležaja u slučaju kratkotrajnog prekida podmzivnja. Tom prilikom doći će do trošenj i ugrijavanja ležaja, a trenjem proizvedena toplina otopit će nešto olova i spriječiti zaribavanje.

Kod dobave vode koja u sebi sadrži čestice pijeska može doći do prijevremenog istrošenja osovine i blazinice. U takvom slučaju svrsishodna je primjena gumenih ležaja, u kojih je blazinica od relativno meke gume — debljine najmanje 8 mm — vulkanizirana na podlogu od crvenog lijeva ili mjedi sastava 70% bakra i 30% cinka. Gumena je blazinica izvedena s radijalnim utorima u obliku zavojnice, pa osovina kod svog okretanja povlači iz utora uvijek neku količinu vode. Na taj se način između osovine i blazinice stvara konstantni vodeni film za podmazivanje. Čestice pijeska, koje sa vodom dolaze u zračnost između osovine i blazinice, najprije se utiskuju u meku gumu blazinice i ne oštećuju osovinu. Okretanjem osovine čestice se pijeska izbacuju u utore i kroz njih se ispiru iz ležaja. Da bi se spriječilo možebitno zaribavanje osovine pri zaustavljanju pumpe, često se puta na dio osovine koji prolazi kroz gumeni ležaj navlači brončani zaštitni tuljak, pa i ako dođe do zaribavanja oštećuje se tuljak koji se prema potrebi lako zamijeni.

Gumeni ležaji moraju uvijek biti oplakivani vodom, jer u protivnom slučaju pri pokretanju pumpe — uslijed velikog koeficijenta trenja i male toplinske vodljivosti suhe gume — može doći do njenog brzog razaranja.

U gumenih ležaja podmazivanih vodom koeficijent trenja brzo opada s povećanjem broja okretaja. Kod normalnog broja okretaja koeficijent trenja iznosi *0,01 — 0,005*. Na početku okretanja glatke čelične osovine u gumenom ležaju koeficijent trenja klizanja npr. iznosi 0,10 kod obodne brzine $v = 05$ *m/s* iznosi 0,01 a kod $v = 5$ *m/s* svega 0,005. Koeficijent trenja praktički ne zavisi o opterećenju, ali zbog velikog početnog otpora trenja pumpe s gumenim ležajima ne treba odmah opteretiti nego tek onda kada osovina postigne normalan broj okretaja. Ako bi se gumeni ležaj opteretio punim opterećenjem već kod pokretanja pumpe, onda bi se zbog velikog trenja pokretanja jako zagrijao. Ugrijavanje gumenih ležaja smanjuje im vijek trajanja, a u nekim slučajevima dovodi i do kidanja ili odljepljivanja gume s metalne podloge.

Ako pumpa konstruktivno nije izvedena s rasterećenjem aksijalnog pritiska ili je to rasterećenje nepotpuno, onda mora biti ugrađen i jedan aksijalni ležaj odnosno odgovarajući radijalno-aksijalni ležaj koji će preuzimati aksijalnu silu.

Izbor tipa ležaja, osim u specifičnim slučajevima, najčešće ovisi o sklonosti konstruktora za ovu ili onu vrstu ležaja ili o eventualnoj posebnoj želji naručioca. Međutim, danas se u pumpa sve više primijenjuju kotrljajući ležaji i to radi njihovih prednosti u odnosu na klizne ležaje: Neke od njih spomenut ćemo.

1. Velika zamjenljivost dijelova — Zamjena ležaja moguća je u najkraćem roku dobavom ležaja potpuno istih karakteristika iz trgovačke mreže. Ko-

trljajući se ležaji proizvode prema strogo utvrđenim standardima i ležaj jednog proizvođača može se s potpunom sigurnošću zamijeniti s ležajem istog tipa i istih dimenzija drugog proizvođača.

2. Manja ugradbena dužina — Kotrljajući ležaji mnogo su uži od kliznih, pa to dovodi i do kraće osovine, a s tim i do manjih deformacija osovine. Ovo naročito dolazi do izražaja kod višestepenih pumpa.
3. Manje trenje — Utrošak snage za svladavanje trenja kotrljanja znatno je manji nego za svladavanje trenja klizanja. Uslijed toga razvija se i manja toplina trenja pa je omogućen siguran rad i s manjom količinom maziva.
4. Manji pokretni moment — U trenutku pokretanja pumpe potreban je manji pokretni moment pa ne dolazi do oštećenja čak ni u slučaju trenutačnog nestanka maziva.
5. Jednostavnije podmazivanje — Podmazivanje kotrljajućih ležaja ne zahtijeva toliku pažnju strojara i općenito je dovoljno da se vrši svakih 3 do 6 mjeseci. Tokom rada može doći do smanjenja mazivih svojstava maziva pa to može smanjiti vijek trajanja ležaju, ali neće dovesti do iznenadnog kvara ležaja.
6. Mogućnost preopterećenja — Kotrljajući ležaji mogu podnijeti veća kratkotrajna preopterećenja od kliznih ležaja bez opasnosti od kvara ili zaribavanja.

Međutim, i klizni ležaji imaju svojih prednosti u odnosu na kotrljajuće, a to su:

1. u pogonu su općenito tiši od kotrljajućih ležaja;
2. klizni ležaji mogu se izvesti kao dvodjelni pa to omogućuje pregled ili zamjenu ležaja bez rastavljanja svih dijelova pumpe;
3. manje su osjetljivi na male količine prljavštine ili na preobilno podmazivanje;
4. ako je potrebno ekipa za održavanje može klizni ležaj dotjerati i popraviti pa nije potrebna zamjena ležaja.

Današnja praksa pokazuje sve veću orijentaciju na kotrljajuće ležaje, premda ima slučajeva kaad je korisno primijeniti klizne ležaje; To naročito dolazi u obzir kaad se radio o velikom promjeru osovine, a broj je okretaja velik, kao npr. kod visokotlačnih brzohodnih napojnih pumpa za kotlove.

2.36 Brtvenice

Brtvenice su elemeti koji služe za brtvljenje osovine kod prolaza kroz stijenku kućišta pumpe. Kod centrifugalnih pumpa koriste se brtvenice s mekim, metalnim i klizno-prstenastim brtvama, a labirintne brtvenice izvode se vrlo rijetko.

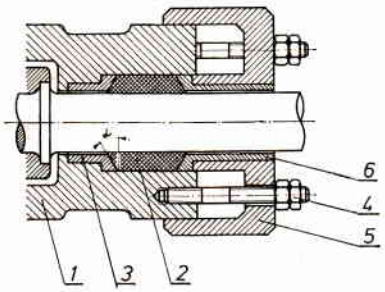
Brtvenice s mekom brtvom, zahvaljujući svojoj jednostavnosti i mogućnosti brze zamjene brtve, našle su kod pumpa najširu primjenu. Kao meke brtve kod pumpa za vodu većinom se upotrebljavaju pamučne ili azbestne pletenice natopljenje uljem ili grafitom. Kod pumpa za druge tekućine meke brtve se izvode od pletenica odgovarajućeg materijala.

Meke brtvene pletenice odlikuju se elastičnošću, mekoćom i manjim otporom radijalnom pritisku osovine. Uslijed toga omogućuju bolje brtvljenje ne potpuno glatkih ili izlizanih osovina nego metalne brtve. Međutim, treba spo-

menuti da niti meke brtve ne mogu duže vrijeme osigurati dovoljno brtvljenje kod jako istrošenih eliptičnih osovina. U takvim se slučajevima brtve redovito jako pritežu, što opet dovodi do pojačanog trenja između osovine i brtve i daljnjeg trošenja i osovine i brtve.

Osnovni je nedostatak mekih brtvenih pletenica u tom što one na početku rada zahtijevaju češće preglede, pritezanje oboda brtvenica i umetanje dodatnih pletenica.

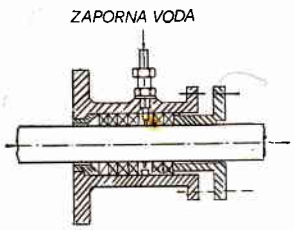
Kod brtvenica s mekom brtvom najčešće se koriste brtvenice s aksijalnim pritezanjem. Presjek jedne takve brtvenice prikazan je na sl. 36. Na prolazu osovine kroz kućište pumpe (1) uložena je meka brtva (2), koja se s radne strane pumpe upire o uporni prsten (3) vijcima i maticama (4) preko oboda (5) brtva se priteže s vanjske strane.



Sl. 36 Brtvenica s mekom brtvom i aksijalnim pritezanjem
1 — kućište pumpe; 2 — meka brtva; 3 — uporni prsten; 4 — vijak s maticama; 5 — obod brtvenice; 6 — zaštitni tuljak osovine

Uporni je prsten većeg unutarnjeg promjera od promjera osovine, a izvodi se od bronce ili mjedi. Ona strana upornog prstena na koju naliježe brtva obično se izvodi konično da bi se ostvarilo bolje nalijeganje brtve na osovinu.

Obod brtvenice izvodi se kružnog presjeka, a jedino kod manjih pumpa, kod kojih se pritezanje vrši samo sa dva vijeka, obod se izvodi ovalno. Obod brtvenice izvodi se cijeli od lijevanog željeza, bronce ili mjedi ili se na lijevano željezni obod na mjestu prolaza osovine umeće tuljak od bronce ili mjedi (6, sl. 36). Umetanje takvog tuljka u obod omogućuje da se kod istrošenja radnih ploha zamijeni samo tuljak. Da bi se postiglo bolje pritezanje brtve, i ovdje se dosjedna ploha oboda na brtvu izvodi konično. Kut skošenja α kod oboda i kod upornog prstena iznosi 45 — 60°.



Sl. 37 Brtvenica sa zapornim prstenom

Zračnost između osovine i oboda odnosno osovine i upornog prstena obično iznosi 1/200 do 1/250 promjera osovine, ali najviše 0,8 mm.

Brtvenica na usisnoj strani pumpe ima zadatak da spriječi ulaženje atmosferskog zraka u usisni prostor pumpe u kome u pravilu vlada potlak. Ulaženje zraka kroz brtvenicu na usisnoj strani obično se spriječava na taj način da se u brtvenicu dovodi zaporna voda. U tu je svrhu brtvenica podijeljena u dva dijela posebnim zapornim prstenom, čiji presjek ima oblik slova *H* i koji u svom srednjem dijelu ima provrt. Zaporna voda pod pritiskom odvodi se posebnom cijevi s nekog mjesta na kućištu pumpe i dovodi do zapornog prstena. Na sl. 37. prikazana je brtvenica s umetnutim zapornim prstenom.

Brtvenica na tlačnoj strani pumpe izložena je katkada i znatnom pretlaku. Kod primjene diska za izjednačenje aksijalnog pritiska brtvenica se prilično rastereti i potrebno je da brtvi samo s obzirom na neznatni pretlak koji vlada iza diska. Bez takvog rasterećenja brtvenice potpuno brtvljenje praktički se jedva može postići. Međutim, većinom to čak i nije poželjno, jer manje količine tekućine koje brtvenica propušta služe za hlađenje brtve i osovine. I kod brtvenice na usisnoj strani poželjno je da uvijek propušta malu količinu zaporne vode, jer je to siguran znak da u pumpu ne ulazi zrak, a istovremeno se vrši i hlađenje brtve.

Kod jednostepenih pumpa, kod kojih je izjednačenje aksijalnog pritiska izvedeno bušenjem rupa na rotoru potlak sa usisne strane dolazi i do brtvenice na tlačnoj strani, pa i u ovu brtvenicu treba dovesti zapornu vodu pod pritiskom.

Primjena zapornog prstena naročito dolazi do izražaja kod pumpa s velikim brojem okretaja i kod pumpa za abrazivne tekućine. Položaj zapornog prstena unutar brtvenice ovisi o vrsti tekućine koja se pumpa. Kod pumpa za čistu vodu zaporni prsten može se smjestiti u sredinu prostora za brtvenu pletenicu ili nešto bliže obodu brtvenice. U pumpa za dobavu abrazivnih tekućina zaporni se prsten stavlja bliže upornom prstenu, da bi se spriječilo prodiranje abrazivnih čestica do brtvenih površina i osigurala osovina od oštećenja.

Kod pumpa za dobavu ostalih tekućina u zaporni prsten dovodi se neka neutralna tekućina koja neće kvariti dobavljenu tekućinu, a istovremeno će vršiti i podmazivanje brtve. Zaporna tekućina treba imati pritisak 1 — 3 bara veći od radnog pritiska pumpe.

Kod pumpa za dobavu tekućina visokih temperatura vrši se posebno hlađenje brtvenica. U tu svrhu brtvenicu potpuno ili djelomično okružuje poseban plašt u koji se uvodi rashladna voda.

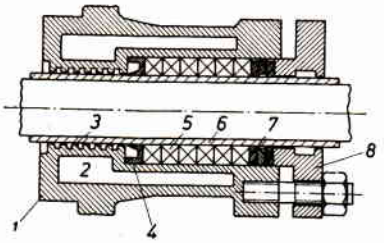
Brtvenica s mekom brtvom bez zapornog prstena ne može osigurati potpuno brtvljenje i spriječiti curenje tekućine. Gubitak tekućine kroz brtvenicu ovisi o mnogim faktorima, ali općenito se može reći da će on biti to veći, što su veći promjer i broj okretaja osovine, što je veća razlika pritiska između radnog pritiska pumpe i okolne atmosfere, što je slabija toplinska vodljivost brtvene pletenice te što je veća istrošenost osovine i lošije podmazivanje brtve.

Prema tome boljim podmazivanjem i hlađenjem brtvenice te pravilnim izborom materijala brtve može se smanjiti gubitak tekućine kroz brtvenicu. Osim toga će gubitak tekućine biti to manji što je tekućina viskoznija i što je veća dužina namotaja brtvene pletenice.

Kod pumpa za dobavu vruće vode brtvljenju osovine na prolazu kroz brtvenicu mora se posvetiti naročita pažnja. Ako temperatura vode iznosi preko 100°C, onda će se nakon prolaza kroz brtvenicu i dolasak u okolnu atmosferu voda isparivati a kroz brtvenicu će šištati para. To se svakako mora spriječiti. Zbog toga se brtvenice kod pumpa za vruće tekućine moraju izdašno hladiti.

Na sl. 38. prikaazna je jedna izvedba brtvenice kod pumpa za vruću vodu. Ispred meke brtve (5) ugrađena je još jedna labirintna brtva (3), a obje su okružene rashladnim plaštem (2) izvedenim u kućištu (1). Prolazom vruće vode kroz labirintnu brtvu ona se postepeno hladi, tako da na meku brtvu dolazi već znatno hladnija. Djelovanjem elastične prstenaste opruge (4) brtvena pletenica pritišće se uz zaštitni tuljak (6) osovine. Između oboda brtvenice (8) i brtvene pletenice umetnute su tri metalne lamele (7) koje brtve zračnost između oboda brtvenice i zaštitnog tuljka osovine.

Na sl. 39. prikazana je brtvenica pumpe za vruću vodu u koje se zaštita brtvene pletenice od djelovanja visokih temperatura vrši na drugi način. Ovdje je korištena kombinirana brtva, a sastoji se od tekstilnih (1) i metalnih prstena (2). Tekstilna brtva osigurava brtvljenje, dok metalni prsteni imaju zadatak da odvode toplinu od osovine do hlađenog kućišta (3), a istovremeno da hlade podmazanu tekstilnu brtvu i sprečavaju gubitak njene mazive impregnacije.

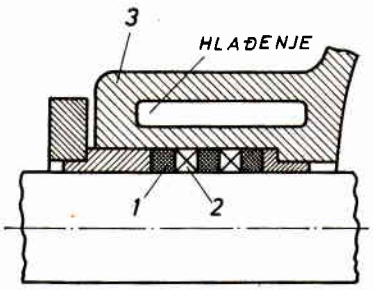


Sl. 38 Brtvenica pumpe za vruću vodu
1 — kućište pumpe; 2 — rashladni plašt; 3 — labirintna brtva; 4 — prstenasta opruga; 5 — meka brtva; 6 — zaštitni tuljak osovine; 7 — metalne lamele; 8 — obod brtvenice

U određenim pogonskim uvjetima brtvenice pumpa izvode se i s metalnim brtvama. Primjena metalnih brtvi dolazi prvenstveno u obzir

— ako je brtvenicu teško ili nepraktično brtviti uobičajenim brtvenim pletenicama uslijed visokog pritiska ili visoke temperature tekućine ili ako svojstva tekućine ne dozvoljavaju primjenu pletenica;

— ako je pumpa u pogonu postavljena na nepristupačnom mjestu, pa je teško vršiti izmjenu brtvi. Primjena metalnih brtvi omogućuje mnogo duže razdoblje rada pumpe bez potrebe pregleda brtvenice.



Sl. 39 Hlađena brtvenica s kombiniranom brtvom
1 — tekstilni prsten; 2 — metalni prsten; 3 — kućište

Konstrukcija brtvenice za metalne brtve principijelno je ista kao i za meke brtve, samo što se ovdje umjesto mekih brtvenih pletenica u brtvenicu umeću prsteni od obojenih metala ili sitnozrnog lijevanog željeza. Međutim, brtvenice za metalne brtve većinom su konstruktivno tako izvedene da odgovaraju točno određenom tipu brtve, pa se promjena vrste brtve rijetko može provesti bez konstruktivne izmjene brtvenice.

Metalne brtve sigurno su u radu kod visokih temperatura i ne troše se tako brzo kao meke brtve. Metalne brtve mogu duže vremena ostati u pritegnutom stanju i bez pritezanja oboda brtvenice. One se koriste, uglavnom, zbog toga, da bi se izbjegla česta izmjena brtvi kod visokotlačnih pumpa koje rade s velikim brojevima okretaja ili ako tehnološki proces zahtijeva kontinuirani rad. Upravo je dulji vijek trajanja kod težih uvjeta rada osnovna prednost metalnih brtvi.

Međutim, metalne brtve imaju i neke bitne nedostatke, a to je u prvom redu složenost konstrukcije. Metalne brtve sastoje se od više dijelova. Montažu pak brtvi treba izvršiti vrlo točno, a i nadzor — premda povremen — mora biti vrlo brižan. Da bi se postiglo dovoljno brtvljenje, svi elementi brtve trebaju se vrlo točno obraditi. Osim toga zamjena istrošenih brtvenih prstena zahtijeva više vremena, a to znači i duže staajnje pumpe izvan pogona.

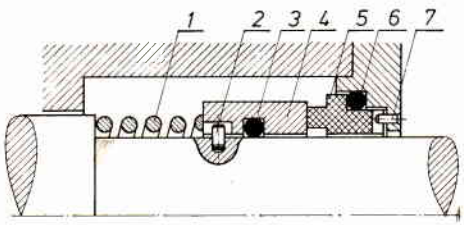
Treba imati na umu da niti jedna metalna brtva ne može dobro vršiti svoju funkciju u istrošenih osovina u kojih dolazi do većih vibracija u pogonu.

Brtvenice pumpa s mekom ili metalnom brtvom za mnoge se grane industrije danas sve više zamijenjuju brtvenicama s klizno prstenastom brtvom. One su posebno našle široku primjenu u naftnoj i kemijskoj industriji.

Karakteristika klizno prstenaste brtve je u tome što su plohe koje se međusobno dotiču — pa su izložene trenju i trošenju — smještene okomito na simetralu osovine. Principijelna konstrukcija brtvenice s klizno prstenastom brtvom prikazana je na sl. 40.

Na osovini pumpe — ili na njenom zaštitnom tuljku — veznim elementom (2) učvršćen je prsten (4), koji se okreće zajedno s osovinom. Između prstena i osovine umetnut je brtveni element (3) koji spriječava prolaženje tekućine kroz zračnost između osovine i prstena. Kao brtveni element najčešće se upotrebljava prsten od okrugle gume ili nekog drugog elastičnog materijala.

Nepokretni prsten (5) učvršćen je elementom (7) (vijak, zatik i sl.) za kućište. Brtvljenje zračnosti između nepokretnog prstena i kućišta izvodi se brtvenim elementom (6) izvedenim od okruuglog gumenog prstena ili od prstena od nekog drugog elastičnog materijala.



Sl. 40 Brtvenica s klizno prstenastom brtvom

1 — opružni element; 2, 7 — vezni elementi; 3, 6 — brtveni elementi; 4 — rotacioni prsten; 5 — nepokretni prsten

Materijal za izradu rotacionih i nepokretnih prstena ovisi o fizikalnim i kemijskim svojstvima tekućine. Za rotacione prstene većinom se primijenjuju legure na bazi željeza, kroma, niklja i drugih metala, dok se nepomični prsteni često rade iz ugljikografita i olovne bronce.

Djelovanjem pretlaka sa strane pumpe rotacioni prsten (4) pritiskuje se na nepokretni prsten (5) pa se djelovanjem potisne sile postiže brtvljenje. Da bi se osiguralo dovoljno brtvljenje i kada pumpa ne radi, rotacioni je prsten (4) opterećen opružnim elementom (1), koji se većinom sastoji od jedne ili više opruga različitih izvedbi. Djelovanjem opruge postiže se potreban početni pritisak.

Brtvenice sa klizno prstenastom brtvom imaju i osnovne karakteristike od kojih će se samo neke spomenuti.

1) Omogućuju sigurno brtvljenje osovine i kod visokih pritisaka i visokih temperatura tekućine.
2) Jednostavne su za posluživanje, a potreban je samo povremeni nadzor.

3) Vijek trajanja dobrih i ispravno primijenjenih brtvenica s klizno prstenastom brtvom dosiže i nekoliko tisuća, pa čak i nekoliko desetaka tisuća radnih sati.

4) Najmanje propuštanje tekućine u odnosu na sve ostale vrste brtvenica; npr. u odnosu na brtvenice s mekom brtvom propuštanje može biti čak i do sto puta manje.

Međutim, treba naglasiti da će brtvenica s klizno prstenastom brtvom ostvariti sva svoja pozitivna svojstva tek onda ako su ispunjeni neophodni uvjeti za njen ispravan rad i to da je:

— pravilna konstrukcija,
— pravilan izbor materijala elemenata brtvenice u ovisnosti o stvarnim uvjetima rada brtvenice,
— visokokvalitetna obrada i precizna ugradnja.

2.37 Elementi za rasterećenje aksijalne sile

Kod pumpa s jednostranim ulazom tekućine dolazi do stvaranja aksijalne hidrauličke sile koja djeluje u smjeru suprotnom gibanju tekućine u usisnom priključku pumpe. Ova aksijalna sila nastoji potisnuti osovinu i rotore prema usisnom priključku pumpe, tj. na stranu na kojoj vlada manja protusila.

Korištenjem sl. 41. razmatrat ćemo shematski prikaz centrifugalne pumpe s jednostranim ulazom tekućine u rotor. Neka tekućina na ulazu u rotor ima pritisak p_1 (obično manji od atmosferskog), a na izlazu iz rotora pritisak p_2 koji je veći od atmosferskog.

Između rotora i stijenki kućišta nalaze se slobodni prostori A i B, u koje ulazi tekućina sa pritiskom p_2, koji se radi jednostavnijeg razmatranja može uzeti da je približno konstantan. Sa D_1 označit ćemo ulazni otvor rotora, sa D_2 vanjski promjer rotora, a sa d promjer osovine. U tom će slučaju ukupna aksijalna sila na vanjsku površinu stražnjeg vijenca F_d, tj. od desna na lijevo biti jednaka

$$F_d = p_2 \frac{(D_2^2 - d^2)\pi}{4} \tag{42}$$

Ukupna aksijalna sila na vanjsku površinu rotora na usisnoj strani F_1, tj. od lijeva na desno, bit će jednaka

$$F_1 = p_1 \frac{(D_1^2 - d^2)\pi}{4} + p_2 \frac{(D_2^2 - D_1^2)\pi}{4} \tag{43}$$

Ravnoteža sila u aksijalnom smjeru postojala bi u slučaju kada bi razlika sila s lijeve i desne strane rotora bila jednaka nuli. Međutim, odbijanjem izraza $F_d - F_1$ dolazimo do neuravnotežene aksijalne sile F koja je jednaka

$$F = F_d - F_1 = (p_2 - p_1)\frac{(D_1^2 - d^2)\pi}{4} \tag{44}$$

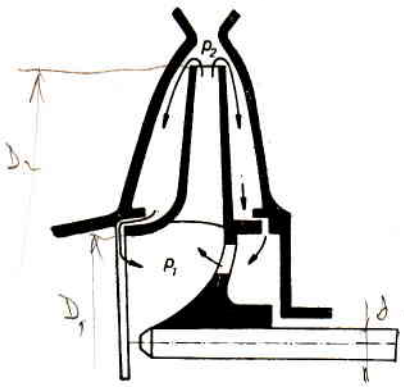
Djelovanje ove hidraulički neuravnoteže aksijalne sile potrebno je neutralizirati odgovarajućim konstruktivnim rješenjem. Kod jednostepenih pumpa to se može postići:

a) primjenom rotora sa dvostranim ulazom tekućine. Pumpa s takvim rotorom prikazana je na sl. 46. To je najbolji način za uravnoteženje aksijalne sile, jer u tom slučaju i sa jedne i sa druge strane rotora vladaju jednaki hidraulički uvjeti;

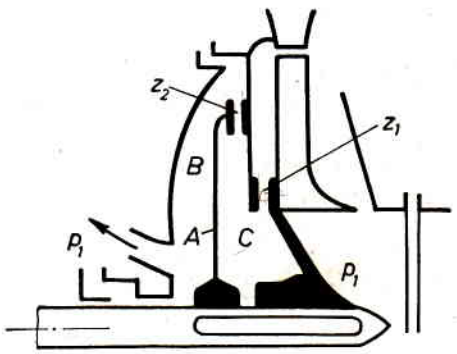
b) izvedbom dodatnog brtvenog prstena iza stražnjeg vijenca rotora i bušenjem rupa u glavini (sl. 41). Time se postiže izjednačenje pritiska s obje strane rotora. Pri tom ukupna površina rasteretnih otvora treba biti najmanje 4 puta veća od površine zazora, a zazor većinom iznosi *0,2 mm*. Zbog promjene smjera strujanja u rotoru ipak dolazi do izvjesne aksijalne sile — koja se tokom rada pumpe može i povećati uslijed nejednakog trošenja brtvenih prstena — pa se ova preostala aksijalna sila mora prihvatiti ugrađenim aksijalnim ili radijalno-aksijalnim ležajem. Ovaj način uravnoteženja aksijalne sile smanjuje ukupni stupanj djelovanja pumpe za oko 4 do 6%, jer se nekoristan prolaz tekućine kroz zračnost vrši s obje strane rotora.

Osim kod jednostepenih pumpa ovaj način uravnoteženja aksijalnih sila koristi se često i kod visokotlačnih višestepenih pumpa.

c) ugradnjom aksijalnih ležaja; mali koeficijent trenja aksijalnih ležaja prouzročit će samo neznatno povećani utrošak snage.



Sl. 41 Shema rotora s dva brtvena prstena i rasteretnim provrtima u glavini



Sl. 42 Shema ugradnje rasteretnog diska

Uravnoteženje aksijalne sile kod višestepenih pumpa vrši se općenito na dva načina i to:

a) simetričnim i međusobno suprotnim položajem pojedinih rotora. Time se postiže ista efikasnost u izjednačenju aksijalnih sila kao i u slučaju rotora sa dvostranim ulazom tekućine. Možebitno preostala aksijalna sila preuzima se aksijalnim ležajima. Ovaj je način rasterećenja aksijalne sile primijenjen kod pumpe prikazane na sl. 50;

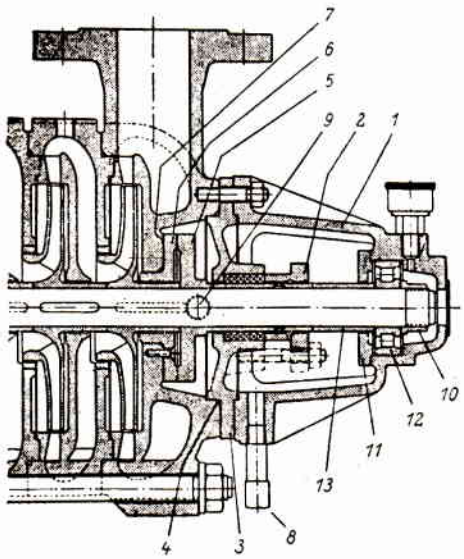
b) primjenom rasteretnog diska čija je ugradnja shematski prikazana na sl. 42. Rasteretni disk *A* ima oblik metalne ploče, koja je uklinjena na osovini iza rotora posljednjeg stepena pumpe. Između rotora i nepomične stijenke kućišta — ili uporne ploče vezane za kućište — postoji zračnost z_1. Između rasteretnog diska i stijenke kućišta postoji odgovarajuća zračnost z_2. Rasteretna komora *B* spojena je posebnim vodom s ulazom u prvi stepen pumpe pa uslijed toga u komori *B* vlada pritisak p_1, približno jednak pri-

tisku na ulazu u prvi stepen pumpe. Pritisak je u međukomori C veći od pritiska u rasteretnoj komori B, pa na disk djeluje sila koja poništava aksijalnu silu.

Rad rasteretnog diska odvija se automatski. Tako npr. neka se pritisak u rasteretnoj komori B smanji iz bilo kojeg razloga, zbog toga će se rasteretni disk A — zajedno sa osovinom i slogom rotora — pomaknuti u lijevo i time izmijeniti veličine zazora z_1 i z_2. Zazor z_2 će se povećati, a zazor z_1 smanjiti. To će imati az posljedicu smanjenje pritiska u međukomori C, što će opet prouzročiti pomicanje cijelog sloga u desno tako dugo dok se ponovno ne uspostavi ravnoteža.

Kao što je iz opisa vidljivo, i ovaj način rasterećenja aksijalne sile zahtijeva dodatno strujanje tekućine kroz zazore, time se smanjuje volumni stupanj djelovanja pumpe.

Ugradnja rasteretnog diska kod jedne višestepene pumpe prikazana je na sl, 43. Rasteretni disk (5) uklinjen je na osovini iza posljednjeg stepena pumpe. Rasteretni disk je većeg promjera od ulaznog otvora rotora, a od svoje uporne ploče (6) spojene s kućištem pumpe udaljen je 1 do 2 mm. Rad rasteretnog diska odvija se automatski, prema ranije opisanom principu.



Sl. 43 Ugradnja rasteretnog diska kod višestepene pumpe

1 — nosač ležaja; 2 — obod brtvenice; 3. — nosač brtvenice; 4 — gumeni uložak; 5 — rasteretni disk; 6 — uporna ploča; 7 — brtva uporne ploče; 8 — ispust; 9 — priključak za rasterećenje; 10 — matica osovine; 11 — držač ležaja; 12 — valjkasti ležaj; 13 — odstojni tuljak

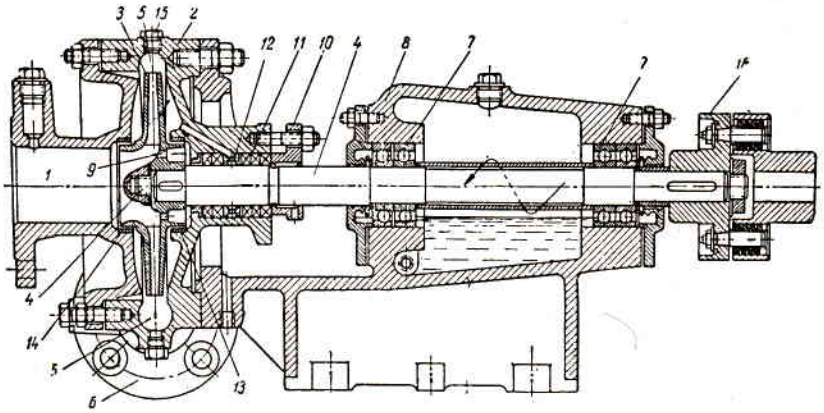
2.4 KONSTRUKTIVNE IZVEDBE CENTRIFUGALNIH PUMPA

2.41 Jednostepene pumpe

Jednostepene pumpe imaju samo jedan rotor, a mogu razviti pritisak i do 150 m. Jednostepene pumpe jednostavnog su oblika, imaju spiralno kućište, a najčešće se izvode bez statora. Osovina im obično završava s glavinom rotora te je u takvim slučajevima potrebna samo jedna brtvenica.

Na sl. 44. prikazan je presjek horizontalne centrifugalne pumpe konzolnog tipa s jednostranim aksijalnim ulazom tekućine u rotor. Pumpe ovog tipa mogu dobavljati tekućinu u količinama od 4 do 400 m^3/h kod manometarskih visina dizanja od 10 do 100 m.

Tekućina ulazi u pumpu kroz usisni priključak (1) kućišta (2) te dolazi u rotor (3) koji je uklijen na kraju osovine (4). Iz rotora tekućina odlazi u spiralni kanal (5) kućišta, a odavde kroz tlačni priključak (6) u tlačni cjevovod. Osovina (4) okreće se u kugličnim ležajima (7) koji su smješteni u nosaču ležaja (8).



Sl. 44 rPesjek jednostepene centrifugalne pumpe horizontalne izvedbe

1 — usisni priključak; 2 — kućište; 3 — rotor; 4 — osovina; 5 — spiralni kanal; 6 — tlačni priključak; 7 — radijalno — aksijalni ležaji; 8 — nosač ležaja; 9 — provrti za rasterećenje aksijalne sile; 10 — obod brtvenice; 11 — brtvena pletenica; 12 — zaporni prsten; 13, 14 — brtveni prsteni; 15 — čep; 16 — spojka

S obzirom na jednostrano ulaženje tekućine u rotor, dolazi do pojave aksijalne sile (v. poglavlje 2.37) koja nastoji pomaknuti rotor i osovinu prema usisnom priključku. Za rasterećenje aksijalne sile izbušene su u glavini rotora rupe (9). Preostalu pak aksijalnu silu preuzimaju radijalno-aksijalni ležaji (7).

Pumpa je izvedena samo s jednom brtvenicom koja svojim obodom (10) priteže brtvenu pletenicu (11). Brtvenica ima i zaporni prsten (12) u koji se dovodi zaporna tekućina s tlačne strane pumpe.

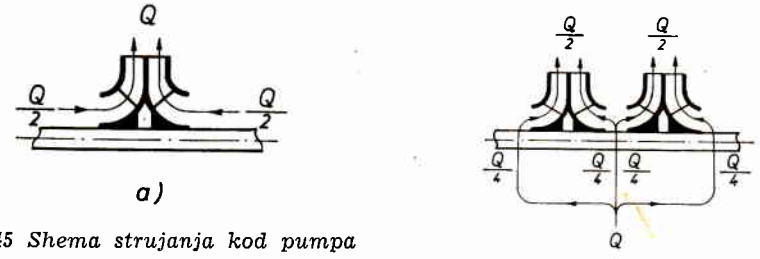
Brtvljenje između rotora i nepomičnih dijelova kućišta izvodi se brtvenim prsetnima (13 i 14).

Na vrhu kućišta nalazi se otvor zatvoren čepom (15). On služi za priključak vakuumpumpe, da bi se pri pokretanju pumpe mogao isisati zrak iz kućišta i usisnog cjevovoda.

Pumpa je predviđena za elektromotorni pogon, pa se spojkom (16) spaja s elektromotorom.

Širina rotora ovisi o dobavnoj količini tekućine, pa bi kod većih dobavnih količina pumpa trebala imati vrlo široki rotor. Uslijed tehnoloških poteškoća izvedbe širokih roora u takvim se slučajevima pribjegava podjeli ukupne dobave pumpe, pa se izvode pumpe sa dvostranim ili četverostranim ula-

zom tekućine u rotor. Na sl. 45a prikazana je shema strujanja kod pumpe sa dvostranim ulazom tekućine u rotor. Svaka strana rotora preuzima polovinu dobave. Na sl. 45b prikazana je shema strujanja kod pumpe sa četverostranim ulazom tekućine u rotor. Pumpa ima dva rotora, a svaka strana rotora preuzima četvrtinu dobave. Kod ovakvih izvedbi pumpa ostvaruje se potpuno hidrauličko uravnoteženje aksijalnih sila.



Sl. 45 Shema strujanja kod pumpa
a) s dvostrukim ulazom tekućine; b) sa četverostranim ulazom tekućine

Na sl. 46. prikazan je presjek jednostepene pumpe sa dvostranim ulazom tekućine u rotor namijenjene za vodoopskrbu gradova i industrije. Pumpa je hidraulički potpuno uravnotežena, pa nema pojave aksijalnih sila. Pumpa je izvedena sa statorom, pa tekućina nakon izlaza iz rotora prolazi kroz stator, a tek onda u spiralni kanal kućišta.

Pumpe ovog tipa kod 1450 o/min mogu dobavljati vodu u količinama od 3 do 50 m^3/min kod manometarskih visina dizanja od 50 do 100 m. Pri tom se snaag elektromotora kreće od 40 do 1000 kW.

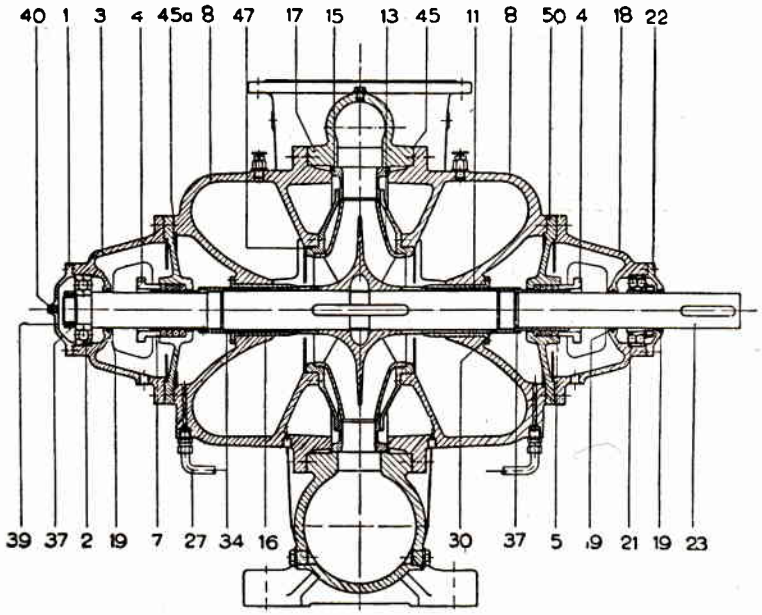
2.42 Višestepene pumpe

Centrifugalna pumpa, općenito, može razviti to veći pritisak, što joj je veći vanjski promjer rotora. Konstruktivni i hidraulički razlozi ograničuju dimenzije vanjskog promjera rotora, pa se u slučaju potrebe većeg pritiska koriste višestepene pumpe. Primjena višestepenih pumpa preporuča se u slučajevima kad bi vanjski promjer rotora jednostepene pumpe morao biti znatno veći od dvostrukog ulaznog promjera rotora. Primjenom višestepenih pumpa u takvim slučajevima omogućuje se postizanje većeg specifičnog broja okretaja i smanjenje otpora trenja rotora o tekućinu te time i povećanje stupnja djelovanja pumpe.

Na sl. 47. prikazano je strujanje tekućine kroz višestepenu pumpu. Na zajedničkoj osovini uklinjeni su rotori jedan iza drugoga. Nakon prolaza kroz jedan rotor tekućina ide kroz međukanal kućišta pumpe u drugi rotor itd Pri tom je iza rotora često ugrađen i stator, kao što je to prikazano i na sl. 47. Tekućina redom prolazi iz stepena u stepen, a ukupno razvijeni pritisak jednak je zbroju pritisaka razvijenih u pojedinom stepenu.

Višestepene pumpe, naročito one za vrlo visoke pritiske, često se puta izvode sa statorskim lopaticama. U statorskim lopaticama mijenja se smjer struje tekućine koja izlazi iz rotora te se u njima vrši pretvaranje kinetičke energije struje tekućine u energiju pritiska. Nakon izlaza iz statorskih lopatica struja tekućine ulazi u kanal kućišta pumpe gdje se nastavlja pretvorba

kinetičke nergije u nergiju pritiska. Takvom izvedbom postiže se bolje i potpunije pretvaranje kinetičke energije struje tekućine u energiju pritiska, pa se kod pumpa sa statorskim lopaticama mogu postići nešto bolji stupnjevi djelovanja.



Sl. 46 Presjek jednostepene centrifugalne pumpe s dvostranim ulazom tekućine u rotor

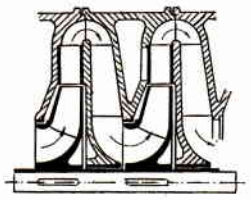
1 — poklopac ležaja; 2 — kuglični ležaj; 3 — kućište ležaja; 4 — brtvenica; 5 — brtvena pletenica; 7 — tuljak; 8 — usisno kućište; 11 — tuljak; 13 — rotor; 15 — stator; 16 — zaštitni tuljak; 17 — kućište; 18 — kućište ležaja; 19 — filcani prsten; 21 — dvoredni samoudesivi kuglični ležaj; 22 — poklopac ležaja; 23 — osovina; 27 — dovod zaporne vode; 30 — međuprsten; 34 — brtva; 37 — osigurni vijak; 39 — matica za fiksiranje ležaja; 40 — čep; 45 — brtva kućišta; 45a — brtva poklopca kućišta; 47 — brtveni prsten; 50 — poklopac kućišta

Suvremene konstrukcije pumpa bez statorskih lopatica već su tako hidraulički dotjerane da postižu stupnjeve djelovanja blize onima koji se postižu pumpama sa statorskim lopaticama.

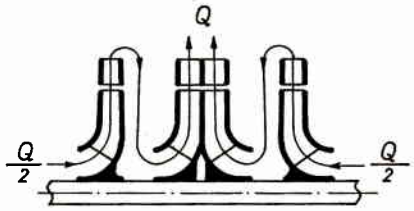
Visoki stupanj djelovanja nije jedina prednost pumpa sa statorskim lopaticama. U pumpa kod kojih tekućina iz rotora direktno ulazi u kanal kućišta dolazi do nejednolike raspodjele pritiska duž tog kanala. Uslijed toga, naročito kad pumpa radi sa smanjenim kapacitetom, moguća je pojava većih radijalnih pritisaka na rotor. Oni mogu dovesti do deformacije osovine ili do njenog loma uslijed umora materijala. Kod pumpa sa statorskim lopaticama radijalni je pritisak ujednačen i nema opisanih opasnosti.

Radijalna zračnost između rotora i statora treba biti što je moguće manja, jer veća zračnost nepovoljno djeluje na stupanj djelovanja pumpe. Ona treba biti tek tolika da eventualno s tekućinom povučene abrazivne čestice (pijesak i sl.) ne oštete lopatice rotora. Kod pumpa za čistu hladnu vodu ova radijalna zračnost većinom iznosi između 0,5 i 1,0 mm, a u pumpa za vruće tekućine ova je zračnost nešto veća zbog različitog rastezanja rotora i kućišta.

I kod višestepenih pumpa za veće dobavne količine izvodi se dvostrani ulaz tekućine u rotor. Shema strujanja na sl. 48. pokazuje primjer izvedbe dvostepene pumpe sa dvostranim ulazom tekućine u rotor. U prvi stepen pumpe ulazi

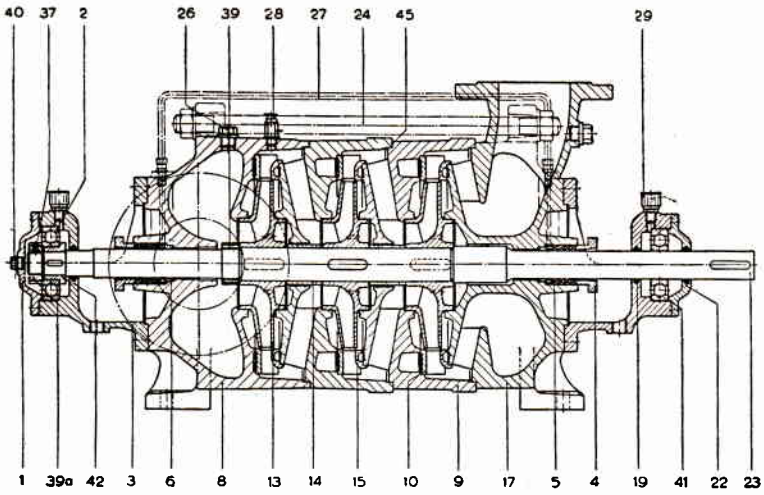


Sl. 47 Strujanje tekućine kroz višestepenu pumpu



Sl. 48 Shema strujanja kod dvostepene pumpe s dvostranim ulazom tekućine

sa svake strane polovina ukupne dobave koju onda preuzima jedna strana rotora drugog stepena. Kao što je već ranije spomenuto, ovakva izvedba omogućuje potpuno hidrauličko rasterećenje aksijalnih sila.



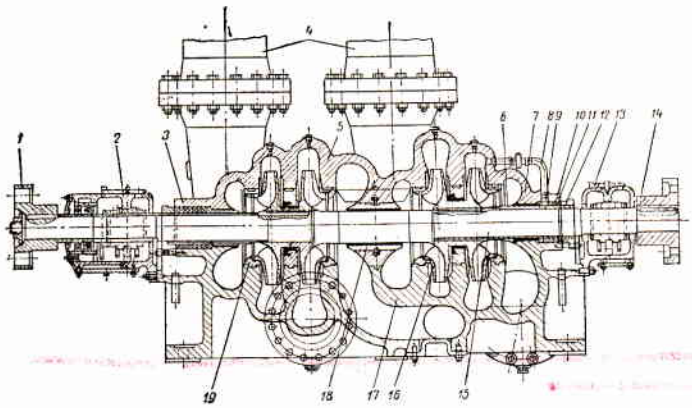
Sl. 49 Presjek trostepene centrifugalne pumpe

1 — poklopac ležaja; 2 — kuglični ležaj; 3 — nosač ležaja; 4 — brtvenica; 5 — brtvena pletenica; 6 — prsten; 8 — usisno kućište; 9 — tlačno kućište; 10 — statorski prsten; 13 — rotor; 14 — međutuljak; 15 — statorski prsten; 17 — tlačno kućište; 19 — filcani prsten; 22 — poklopac ležaja; 23 — osovina; 24 — spojni vijak; 26 — čep za priključak vakuumpumpe; 27 — dovod zaporne vode; 28 — odzračni pipac; 29 — mazalica; 37 — osigurni vijak; 39 — matica za fiksiranje rotora; 39a — matica za fiksiranje ležaja; 40 — čep; 41 — kuglični ležaj; 42 — stezni tuljak ležaja; 45 — brtva kućišta

Na sl. 49. prikazan je presjek trostepene centrifugalne pumpe izvedene sa statorskim lopaticama. Kućište je prstenasto. Pojedini su elementi međusobno stegnuti spojnim vijcima. Rasterećenje aksijalne sile vršeno je bušenjem rupa u glavini rotora. Osovina je pumpe između pojedinih rotora zašti-

ćena posebnim međutuljcima. Ležaji su smješteni izvan samog kućišta pumpe, pa je time omogućen i lakši pristup brtvenicama.

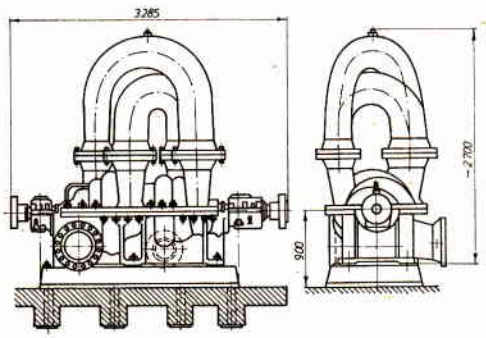
Na sl. 50. prikazan je presjek četverostepene visokotlačne centrifugalne pumpe. Ona može dobavljait od 700 do 1200 m^3/h vode kod manometarskih visina dizanja od 240 do 350 m.



Sl. 50 Presjek četverostepene visokotlačne centrifugalne pumpe

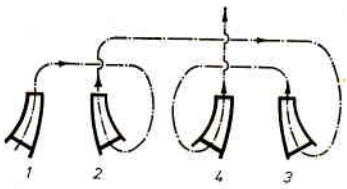
1, 14 — elastična spojka; 2, 13 — vanjski ležaj; 3, 5, 7 — gornji dio kućišta; 4 — vanjska spojna cijev; 6 — zaštitni tuljak osovine; 8 — dovod zaporne vode; 9 — zaporni prsten; 10 — brtva; 11 — vijak oboda brtvenice; 12 — obod brtvenice; 15 — osovina; 16 — rotori; 17 — donji dio kućišta; 18 — unutarnji ležaj; 19 — brtveni prsten

Pumpa je izvedena sa dvodjelnim kućištem s horizontalnom razdjelnom plohom. Lijevano željezno kućište pumpe sastoji se od donjeg dijela (17) i gornjeg dijela (5). Na osovini (15) uklinjena su četiri rotora (16). Rotori su raspoređeni u parovima tako da tekućina ulazi u svaki par rotora sa druge strane. Tekućina se iz drugog setpena dovodi u treći pomoću vanjske spojne cijevi 4). Takvim rasporedom rotora omogućeno je hidrauličko rasterećenje aksijalnih sila. Na sl. 51. prikazan je vanjski izgled ove pumpe, a na sl. 52. prikazana je shema strujanja tekućine kroz rotore.



Sl. 51 Vanjski izgled i osnovni gabariti pumpe prikazane na sl. 50

Pumpa je predviđena za alternativni pogon elektromotorom ili turbinom (parnom ili vodnom), pa osovina s oba kraja završava elastičnim spojkama (1) i (14). Osovina je uložena u tri klizna ležaja. Vanjski ležaji (2) i (3) izvedeni su sa blazinicama od bijelog metala, a podmazuju se uljem. Ležaj 18), smješten unutar kućišta pumpe podmazuje se tekućinom koja se pumpa. Za preuzimanje preostalih aksijalnih sila uz klizni ležaj (2) ugrađen je i aksijalni kuglični ležaj.



Sl. 52 Shema strujanja teki
i kroz rotore pumpe prikaz

2.43 Vertikalne pumpe

Ako je horizontalna centrifugalna pumpa smještena više od šest do sedam metara iznad vodostaja u bunaru (kod nadmorske visine 0) neće moći svladati potrebnu usisnu visinu i neće moći raditi. Problem se može riješiti na taj način da se horizontalna pumpa spusti niže i time smanji njena geodetska usisna visina. To često puta čini velike poteškoće i to naročito kod bunara s velikim oscilacijama vodostaja.

Primjenom vertikalnih pumpa otpada problem svladavanja usisne visine, jer kod ove vrste pumpa rotori su stalno pod vodom. Kod vertikalnih je pumpa sama pumpa uronjena u vodu, a pogonski je motor smješten u strojarnici iznad bunara. Od motora do pumpe snaga se prenosi vertikalnom osovinom.

Konstruktivna izvedba vertikalne pumpe u velikoj mjeri zavisi o promjeru bunara. Premda se vertikalne pumpe vrlo često koriste kod kopanih bunara, njihova je konstrukcija prilagođena potrebama primjene kod bušenih bunara. S obzirom da ekonomsko optimalni promjer bušenih bunara leži najčešće između 200 i 250 mm, vidljivo je da vertikalne pumpe normalne konstrukcije mogu biti izvedene samo s ograničenim vanjskim dimenzijama.

Što je veći vanjski promjer rotora centrifugalne pumpe, to će pumpa razvijati veći pritisak. Između vanjskog promjera rotora i vanjskog promjera kućišta pumpe postoji određena konstruktivna međuzavisnost tako da je kod uobičajenih konstrukcija centrifugalnih pumpa promjer kućišta veći za oko 1,8 puta od promjera rotora. Kod vrlo zbijenih konstrukcija ovaj se odnos može sniziti na oko 1,65.

Kod poluaksijalnih pumpa potreban odnos promjera kućišta i rotora iznosi oko 1,35. Drugim riječima, kod istog promjera bunara, istog kapaciteta pumpe i istog broja okretaja, primjena poluaksijalnih pumpa omogućuje znatno veće manometarske visine dizanja odnosno za istu je visinu dizanja potreban manji broj stepena.

Zbog toga se vertikalne pumpe za potrebe vodoopskrbe najčešće izvode kao poluaksijalne.

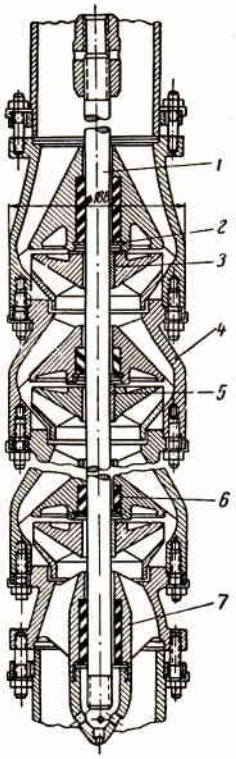
Vertikalna pumpa sastoji se od tri osnovna sklopa i to:

— kućišta pumpe s rotorima i svim ostalim elementima same pumpe,
— ulazne cijevi s pogonskom osovinom,
— postolja pumpe.

Ulazna cijev pumpe završava bočnim tlačnim priključkom, koji može biti iznad ili ispod poda strojarnice. Vertikalne pumpe izrađuju se i za dubine do 50 m, pa to zahtijeva odgovarajuću dužinu ulazne cijevi i pogonske osovine.

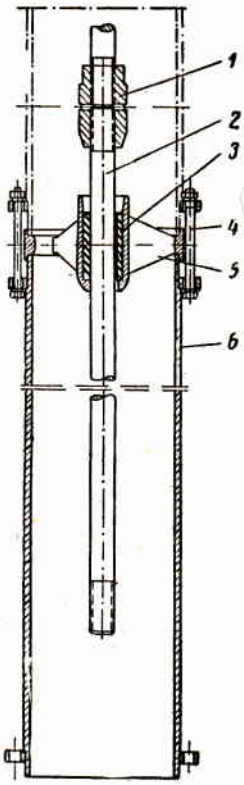
Dugačka osovina zahtijeva i određen broj međuležaja, da bi se osigurao njen potpuno miran hod.

Pri pumpanju čiste vode za međuležaje najčešće se upotrebljavaju gumeni ležaji podmazivani vodom za koje vrijede napomene dane u poglavlju 2.35. Ako se pumpa pjeskovita i muljevita voda, osovina i međuležaji zaštićuju se posebnom cijevnom oplatom koja se izvodi duž cijele ulazne cijevi. U tom je slučaju za podmazivanje međuležaja potrebno u cijevnu oplatu dovoditi čistu vodu pod pritiskom. Pritisak vode za podmazivanje treba biti za *1 bar* veći od radnog pritiska pumpe.



Sl. 53 Presjek vertikalne centrifugalne pumpe

1 — osovina; 2 — prsten; 3 — rotor; 4 — kućište; 5 — konični tuljak; 6 — ležaj; 7 — ulazna glavina



Sl. 54 Elemenat uzlazne cijevi i vertikalne osovine vertikalne pumpe

1 — navojna spojka; 2 — vertikalna osovina; 3 — ležaj; 4 — spojni vijak; 5 — nosac ležaja; 6 — ulazna cijev

Pumpe sa brončanim međuležajima podmazivanim uljem neprikladne su za dobavu pitke vode. Kod takvih pumpa osovina i međuležaji nalaze se u cijevnoj oplati ispunjenoj uljem. Takva izvedba pumpe otežava montažu, a uslijed trošenja brtvi tokom rada može doći do probijanja ulja iz oplate i onečišćenja pitke vode.

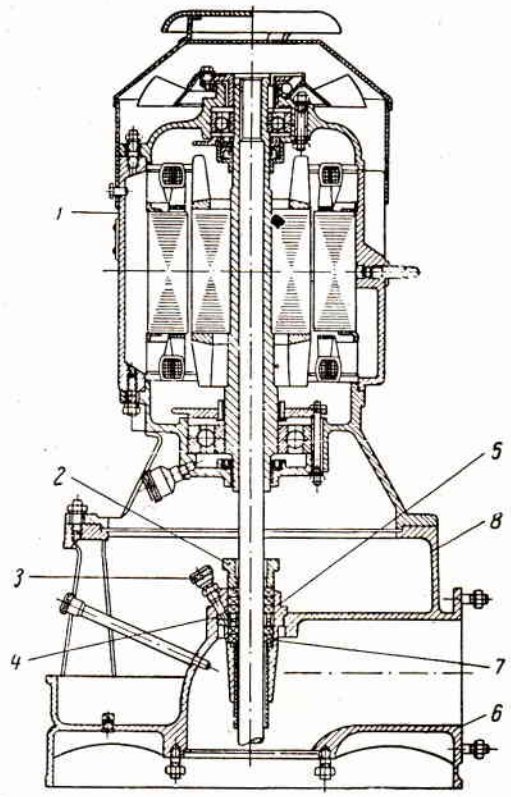
Na sl. 53. prikazan je presjek vertikalne centrifugalne pumpe za potrebe vodoopskrbe. Na osovinu od nerđajućeg čelika (1) učvršćeni su brončani rotori (3) iz kojih voda ulazi u međukanale lijevano željenog kućišta (4). Učvršćenje

je rotora za osovinu izvršeno pomoću prosječnih koničnih tuljaka (5). Osovina pumpe oslanja se na gumene ležaje (6) koji su utisnuti u elemente kućišta. Ležaji su osigurani od aksijalnog pomaka prstenima (2).

Ulaženje vode u pumpu vrši se kroz usisni priključak s usisnom košarom (na slici nije prikazano) pričvršćenom za donji dio pumpe. Prikladno izvedenom ulaznom glavinom (7) omogućeno je ravnomjerno strujanje vode u prvi rotor.

Ulaznu cijev i vertikalna osovina (sl. 54) sastoje se od niza međusobno spojenih elemenata čiji broj ovisi o dubini bunara odnosno o minimalnom vodostaju u bunaru. Elementi ulazne cijevi (6) međusobno se spajaju prirubnicama s vijcima (4), a elementi vertikalne osovine (2) spajaju se navojnim spojkama (1).

Osovina je uložena u gumene ležaje (3), koji se nalaze u nosaču ležaja (5) vezanom za ulaznu cijev. Rukavci osovine su kromirani da bi se povećala njihova otpornost na habanje i spriječila korozija. Ležaji se podmazuju vodom koju pumpa dobavlja iz bunara.

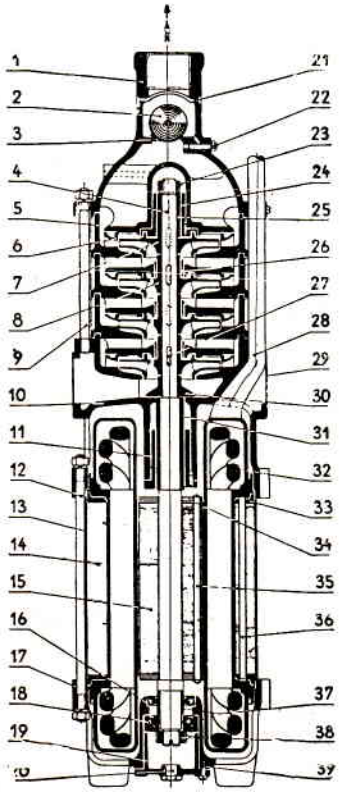


Sl. 55 Postolje vertikalne pumpe s pogonskim elektromotorom
1 — elektromotor; 2 — obod brtvenice; 3 — mazalica; 4 — elemenat za podmazivanje; 5 — tijelo brtvenice; 6 — bočni tlačni priključak; 7 — brtvena pletenica; 8 — postolje

Na sl. 55. prikazano je postolje vertikalne pumpe s pogonskim elektromotorom. Na postolje (8) montiran je elektromotor (1). Kroz bočni tlačni priključak (6) voda odlazi u tlačni cjevovod. Brtvljenje vertikalne osovine na prolazu kroz tlačni priključak vrši se brtvenicom (5), koja se sastoji od oboda (2) i elementa (4) za podmazivanje grafitiranih pamučnih brtvenih pletenica (7). Podmazivanje brtve vrši se mazalicom (3).

2.44 Uronjene pumpe

Kad je vodostaj u bunaru duboko ispod površine terena primjena vertikalnih pumpa postaje neekonomična. Velika dužina osovine i velik broj međuležaja znatno poskupljuju izvedbu pumpe, a gubici trenja u velikom broju međuležaja povećavaju utrošak pogonske energije. U takvim se slučajevima koriste uronjene pumpe u kojih su pumpa i pogonski elektromotor izvedeni kao jedna cjelina te uronjeni u vodu ispod minimalnog vodostaja u bunaru.



Sl. 56 Presjek četverostepene uronjene pumpe s polumokrim elektromotorom

1 — tlačni priključak; 2 — kugličasti povratni ventil; 3 — sjedište ventila; 4 — osovina; 5 — elemenat prestenastog kućišta pumpe; 6 — stator pumpe; 7, 8 — rotor pumpe; 9 — spojni vijak kućišta; 10 — usisni priključak; 11 — tuljak usisnog priključka; 12 — spojni vijak motora; 13 — zaštitna cijev; 14 — statorski limovi; 15 — rotor motora; 16 — brtveni prsten ležaja; 17 — donji poklopac motora; 18 — kuglični ležaj; 19 — poklopac ležaja; 20 — čep; 21 — graničnik ventila; 22 — vijak za podešavanje; 23 — matica; 24 — tuljak tlačnog kućišta; 25 — gornji tuljak osovine; 26 — tuljak; 27 — klin; 28 — kabel; 29 — ulazno sito; 30 — prsten; 31 — donji tuljak osovine; 32 — statorski namotaj; 33 — prsten statora; 34 — lamela kratkospajača; 35 — rotorska zakovica; 36 — statorska zakovica; 37 — tuljak; 38 — matica ležaja; 39 — vijak poklopca ležaja

Granica ekonomičnosti primjene vertikalnih odnosno uronjenih pumpa leži između 15 i 20 m ugradbene dubine. Kod manjih dubina povoljnija je primjena vertikalnih pumpa, dok su kod većih dubina uronjene pumpe znatno ekonomičnije.

Kod uronjenih pumpa svakako je najveći problem elektromotor čiji namotaji moraju biti osigurani protiv djelovanja vode. S obzirom na izvedbu elektromotora uronjene se pumpe mogu podijeliti u tri osnovne grupe:

— pumpe sa suhim elektromotorima,
— pumpe s polumokrim elektromotorima,
— pumpe s mokrim elektromotorima.

Kod uronjenih pumpa sa suhim elektromotorima u unutrašnjosti kućišta motora dovodi se zrak čiji pritisak odgovara pritisku vode koja okružuje uronjeni pumpni agregat. Zrak na taj način spriječava ulaženje vode u kućište motora. Potpuno brtvljenje kućišta elektromotora nije moguće uslijed neizbježnih brtvenica. Smetnje pravi i promjenljiv vodostaj u bunaru. Uslijed toga se pritisak okolne vode može mijenjati i u granicama od nekoliko bara. To omogućuje povremeno izlaženje zraka iz kućišta elektromotora odnosno prodiranje vode u njegovu unutrašnjost. Da bi se spriječile štetne posljedice prodiranja vode, na dnu kućišta elektromotora izvodi se posebna sabirna komora za skupljanje vode. Ovamo se posebnim kanalom dovodi voda koja prodire kroz brtvenicu. Sakupljenu vodu treba s vremena na vrijeme odstraniti iz komore.

Održavanje kućišta elektromotora pod određenim pritiskom zraka vrši se pomoću posebnog kompresora smještenog izvan bunara. Uklapanje i isklapanje kompresora vrši se automatski djelovanjem plovaka u sabirnoj komori kućišta elektromotora.

U uronjenih pumpa s polumokrim elektromotorima spriječava se samo neposredni dodir statorskih namotaja s vodom. Između rotora i statora navučena je tankostijena zaštitna cijev debljine 0,2 do 0,5 mm. Cijev se izvodi od legure kroma i niklja, a s kućištem elektromotora tako je spojena da su statorski namotaji potpuno odijeljeni od prostora u koji ulazi voda. Rotor se okreće u vodi, ali glavni nedostatak ove izvedbe elektromotora nije trenje rotora o vodu — što isto tako utječe na smanjenje stupnja djelovanja motora, nego električni gubici u zaštitnoj cijevi. Osim toga vrlo je teško izvesti potpuni vodotijesni spoj između zaštitne cijevi i kućišta motora, što naročito otežavaju temperaturne razlike motora u radu i motora u stanju mirovanja. Presjek jedne četverostepene uronjenje pumpe s polumokrim elektromotorom prikazan je na sl. 56.

U uronjenih pumpa s mokrim elektromotorima omogućen je pristup vode i do statorskih namotaja. Na taj je način otpao problem vodotijesnog brtvljenja, ali je istovremeno nastao novi problem; kvalitetna izolacija, otporna na djelovanje vode. S razvojem suvremene tehnologije i taj je problem riješen, pa se za izolaciju statorskih namotaja danas uspješno primijenjuju određene vrste termoplastičnih umjetnih masa.

Domaća industrija — tvornica »Jastrebac« u Nišu — proizvodi uronjene pumpe s mokrim elektromotorima tipa »UP« za bušene bunare promjera od 200 do 400 mm. Kapacitet ovih pumpa kod 2850 o/min kreće se od 100 do 2000 l/min, a manometarske visine dizanja od 6 do 165 m. Pumpe se izvode kao jednostepene ili kao višestepene (do 12 stepena).

2.45 Samousisne pumpe

Već je naglašeno u poglavlju 1.1 centrifugalne pumpe normalnih konstrukcija ne mogu same izvući zrak iz usisnog cjevovoda, tj. one kod pokretanja ne mogu same povući tekućinu. Prije svakog pokretanja potrebno je usisni cjevovod i kućište pumpe zapuniti tekućinom. Početno zalijevanje cen-

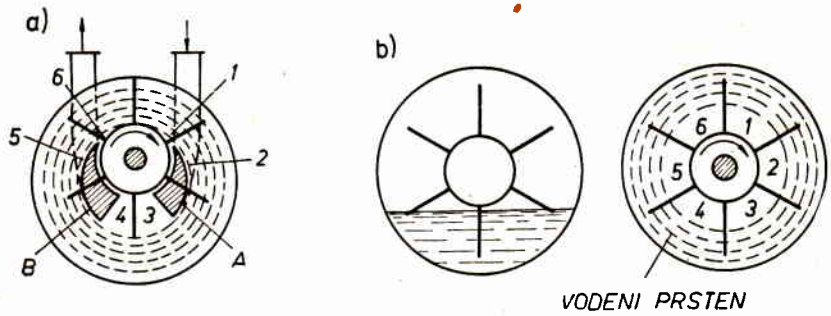
trifugalnih pumpa može se obavljati na nekoliko načina (v. poglavlje 2.51), ali bez obzira na sve te mogućnosti u određenim pogonskim uvjetima bit će potrebna i primjena samousisnih pumpa.

Samousisne pumpe su pumpe koje mogu same izvlačiti zrak iz usisnog cjevovoda i kod toga u njemu razviti potlak čak blizak teoretski mogućem. Na taj je način kod dobrih konstrukcija samousisnih pumpi moguće ostvariti relativno znatno veće usisne visine nego kod centrifugalnih pumpa normalnih konstrukcija.

Zavisno od principa rada i konstruktivnih osobinama samousisne pumpe mogu se podijeliti u tri osnovne grupe i to:

— pumpe s vodenim prstenom,
— pumpe s bočnim prstenastim kanalima,
— pumpe s dograđenim samousisnim elementom.

Samousisne pumpe s vodenim prstenom — Princip je konstrukcije i rada samousisne pumpe s vodenim prstenom u slijedećem. Rotor je pumpe izveden s radijalnim lopaticama, a u kućištu je smješten ekscentrično. Voda, koja ispunjava dio kućišta, djelovanjem centrifugalne sile pri okretanju rotora odbacuje se uz stijenku kućišta i stvara vodeni prsten. S obzirom na ekscentrični položaj rotora u kućištu s donje strane rotora stvara se zračni prostor u obliku srpa omeđen glavinom rotora i vodenim prstenom (sl. 57a). Taj zračni prostor ima s jedne strane usisni otvor (šrafirana površina *A*), dok se druge strane ima tlačni otvor (šrafirana površina *B*).



Sl. 57 Princip konstrukcije i rada mokre vakuumpumpe

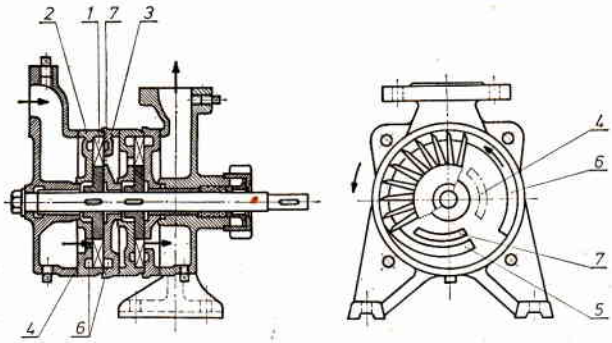
Zračni prostor sačinjavaju dvije oblasti: usisna (komore 1, 2, 3) i tlačna (komora 4, 5, 6). Okretanjem rotora u smjeru kazaljke na satu volumen se zračnih komora 1, 2 i 3 povećava i u njima se stvara vakuum. Uslijed toga se kroz otvor *A* vrši usisavanje zraka iz usisnog cjevovoda. Kroz isto to vrijeme volumen se zračnih komora 4, 5 i 6 smanjuje, pritisak zraka se povećava i zrak se kroz otvor *B* izbacuje iz pumpe. Nakon što je isisan sav zrak iz usisnog cjevovoda, dolazi na isti način i do podizanja i potiskivanja vode koja se pumpa.

Iz sl. 57b jasno se vidi potreba ekscentričnog položaja rotora samousisne pumpe s vodenim prstenom. U slučaju koncentričnog položaja rotora kod njegovog okretanja djelovanjem centrifugalne sile stvorio bi se i koncentrični vodeni prsten s obzirom na os rotacije. Uslijed toga bi nastale zračne komore 1, 2, 3, 4, 5 i 6 bile jednake po volumenu, pa ne bi moglo doći do stvaranja potrebnog vakuuma.

Samousisne pumpe ove konstrukcije u hidrauličkom pogledu ne rade povoljno, jer se tekućina od usisnog otvora kreće prema obodu, a onda opet od oboda prema tlačnom otvoru. Dakle, dva puta prevaljuje isti put, a osim toga povratni put prevaljuje u smjeru suprotnom djelovanju centrifugalne sile. Zbog toga stupanj djelovanja samousisnih pumpa s vodenim prstenom iznosi svega oko 0,25.

Samousisne pumpe s vodenim prstenom prikladne su samo za čiste tekućine, jer pumpanje nečistih tekućina dovodi do prijevremenog istrošenja elemenata pumpe. U ovih samousisnih pumpa razvijeni je pritisak manji nego kod centrifugalnih pumpa normalnih konstrukcija i iste obodne brzine.

Samousisne pumpe s bočnim prstenastim kanalima — Osnovna konstruktivna karakteristika ovih pumpa je rotor zvjezdastog oblika s radijalnim lopaticama smješten koncentrično u kućištu. Unutarnji hidraulički gubici, u odnosu na pumpe s vodenim prstenom, smanjeni su na taj način što usisana tekućina u povratnom gibanju prema izlaznom otvoru — od vanjskog oboda rotora prema glavini — ne mora svladavati ukupnu centrifugalnu silu.



Sl. 58 Dvostepena samousisna pumpa s bočnim prstenastim kanalima
1 — rotor; 2, 3 — bočne međustijenke; 4 — usisni otvor; 5, 6 — bočni prstenasti kanali; 7 — tlačni otvor

Na sl. 58. prikazana je dvostepena samousisna pumpa s bočnim prstenastim kanalima. Pri isisavanju zraka iz usisnog cjevovoda i ovdje su lopatice rotora omeđene vodenim prstenom, ali za razliku od pumpa s vodenim prstenom — kod kojih je do usisavanja i potiskivanja zraka dolazilo uslijed povećanja i smanjenja volumena zračnog prostora nastalog uslijed različitih dubina uranjanja rotora u vodeni prsten — kod ove izvedbe pumpa isti zadatak vrše jedan ili dva bočna prstenasta kanala koji se prostiru gotovo po čitavom obodu.

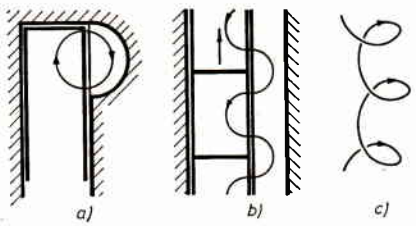
U bočnim međustijenkama (2) i (3) kućišta, koje sa strane omeđuju rotor (1), izvedeni su prstenasti kanali 5 — 6). Dubina je prstenastih kanala konstantna gotovo po cijeloj njihovoj dužini, a samo u blizini usisnog i tlačnog otvora postepeno postaju sve plići. Usisni otvor (4) smješten je radijalno kod početka bočnog kanala (5), ali bliže simetrali pumpe. Pri kraju bočnog kanala (6) smješten je tlačni otvor (7).

Pri pokretanju pumpe tekućina koja je zaostala u kućištu djelovanjem centrifugalne sile odbacuje se prema obodu, pa jedan dio razvijenog vodenog

prstena ulazi u bočne kanale kod 5. Volumen se međulopatičnog zračnog prostora na taj način povećava, pritisak se smanjuje pa kroz usisni otvor (4) dolazi do isisavanja zraka iz usisnog cjevovoda. Na kraju bočnog kanala tekućina izlazi iz njega i ulazi u međulopatični prostor iz kojeg se sada odgovarajući volumen zraka potiskuje kroz tlačni otvor (7).

Dobava tekućine nastaje djelovanjem razlike pritiska između lopatičnog prostora i bočnih kanala. Tekućina koja iz bočnih kanala ulazi u međulopatični prostor djelovanjem lopatica dobiva prirast kinetičke energije. Pri ponovnom ulazu u bočne kanale ovaj prirast kinetičke energije prenosi se na tekućinu koja polako struji kanalima. Na taj način dolazi do izvjesnog impulsnog djelovanja sličnog onom kod strujnih pumpa. S obzirom da se ovo prenošenje energije vrši duž čitavog bočnog kanala, dolazi do znatnog porasta pritiska. Zbog toga kod samousisnih pumpa s bočnim prstenastim kanalima moguće je postići i nekoliko puta veće pritiske nego kod običnih centrifugalnih pumpa iste obodne brzine.

Na sl. 59. shematski je prikazano strujanje tekućine između rotora i bočnih kanala. Do strujanja prema sl. 59-a dolazi djelovanjem centrifugalne sile, dok do strujanja prema sl. 59-b dolazi uslijed pritiska razvijenog lopaticama rotora. Nastalo rezultirajuće strujanje tekućine prikazano je na sl. 59-c.



Sl. 59 Strujanje tekućine između rotora i bočnih kanala samousisne pumpe
a) uslijed djelovanja centrifugalne sile; b) uslijed pritiska razvijenog lopaticama rotora; c) rezultirajuće strujanje

I kod ovih pumpa mora tekućina u povratnom gibanju prema izlaznom otvoru prevaliti jedan dio puta u radijalnom smjeru i to suprotno djelovanju centrifugalne sile. Uslijed toga se dio razvijenog pritiska ponovno gubi.

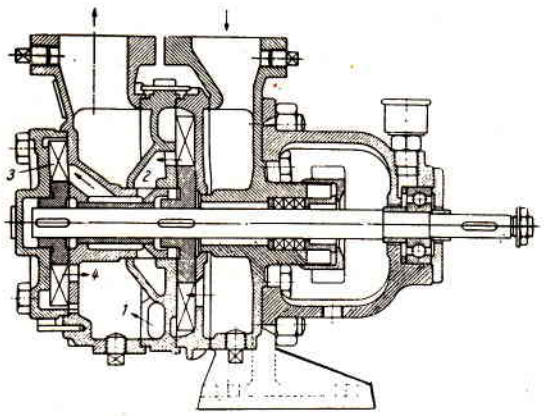
Kod samousisnih pumpa — i s vodenim prstenom i s bočnim prstenastim kanalima — tekućina za vrijeme isisavanja zraka služi i za hermetičko brtvljenje, pa su pod ovih pumpa usisni i tlačni priključci okrenuti prema gore. Prije stavljanja u pogon pumpu treba samo jednom napuniti tekućinom, a nakon zaustavljanja pumpe u njenom kućištu uvijek ostane dovoljno tekućine za slijedeće pokretanje.

Ovim se pumpama, osim vode, može dobavljati i bilo koja druga tekućina koja pri usisavanju zraka istovremeno služi i kao tekućina za brtvljenje.

Pumpe s dograđenim samousisnim elementom. — Dobre konstrukcije samousisnih pumpa s vodenim prstenom ili bočnim prstenastim kanalima kod malih kapaciteta postižu približno isti stupanj djelovanja kao i obične male centrifugalne pumpe istih snaga. Kod većih samousisnih pumpa — s obzirom na specifične, hidraulički nepovoljne uvjete strujanja — opada im stupanj djelovanja u odnosu na centrifugalne pumpe normalne konstrukcije. U takvim se slučajevima samousisavanje postiže primjenom centrifugalnih pumpa normalne konstrukcije kojima je dograđen poseban samousisni element.

Samousisni element može biti izveden na razne načine. Sl. 60. prikazuje konstrukciju samousisne pumpe. Ona se može smatrati prelaznim oblikom između pumpe s bočnim prstenastim kanalima i pumpa s dograđenim samousisnim elementom.

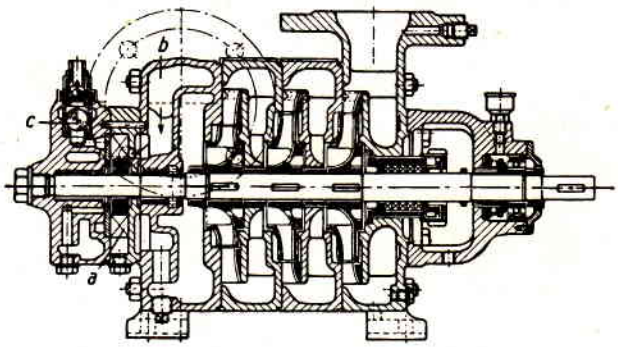
Ovom su konstrukcijom izbjegnuti gubici povratnog strujanja tekućine, jer se tekućina vanjskim obodom rotora neposredno dobavlja (kod 1) u tlačni priključak. Iz unutrašnjosti međuloptačnog prostora zrak se isisava kroz kanal (2) djelovanjem posebnog rotora za zrak (3) pa se kroz otvor (4) pritiskuje u tlačni priključak.



Sl. 60 Konstrukcija samousisne centrifugalne pumpe kod koje dolazi do povratnog strujanja tekućine

1 — otvor za izlaženje tekućine pod pritiskom; 2 — kanal za isisavanje zraka; 3 — rotor za zrak; 4 — otvor za izbacivanje zraka

Na sl. 61. prikazana je jedna druga konstrukcija samousisne pumpe. Trostepena centrifugalna pumpa ispred prvog stepena ima ugrađen poseban rotor a za isisavanje zraka. Izlazak zraka regulira se kuglastim ventilom c. Pri usisavanju ispod ventila c razvija se potlak, a zrak isisan iz usisnog cjevovoda rotorom *a* potiskuje se kroz bočne kanale u prostor iznad ventila c i odatle napolje. Pri usisavanju vode ispod ventila c dolazi do pretlaka veličine 1 — 1,5 *bar*. Uslijed toga se ventil c potiskuje prema gore i zatvara prolaz tekućini, a normalni rotori pumpe počinju dobavu tekućine kroz tlačni priključak.



Sl. 61 Samousisna centrifugalna pumpa s rotorom za isisavanje zraka

a — rotor za isisavanje zraka; b — usisni priključak; c — kuglasti ventil

Ako tokom rada slučajno ponovno dođe do povlačenja zraka iz usisnog cjevovoda, on se sakuplja u prostoru b, ventil c se spušta prema dolje i zrak izlazi napolje. Prema tome je automatski rad pumpe omogućen u svim radnim uvjetima.

Potrebna snaga za rotor za zrak — koji se neprekidno okreće zajedno s ostalim rotorima pumpe — iznosi oko 5 — 7% ukupno potrebne snage za pogon pumpe. Ukupni stupanj djelovanja ovih pumpa kreće se do 0,60.

2.5 PONAŠANJE CENTRIFUGALNIH PUMPA U POGONU

2.51 Zalijevanje centrifugalnih pumpa

Centrifugalne pumpe normalne konstrukcije ne mogu se pokrenuti ako prethodno nisu napunjene tekućinom. Uslijed toga potrebno je prije pokretanja obaviti zalijevanje pumpe. Pri tom se razlikuju dvije osnovne mogućnosti:

1. tekućina se upušta u usisnu cijev i pumpu sve dok se iz njih ne istisne sav zrak i one ne napune tekućinom;
2. zrak se iz pumpe i usisne cijevi odstranjuje pomoću vakuum uređaja.

U daljnjem prikazu razmotrit će se pojedini pogonski slučajevi i mogućnosti zalijevanja centrifugalne pumpe.

A. Pumpa je smještena ispod nivoa tekućine u dovodnom rezervoaru

U ovom slučaju (v. sl. 8) tekućina dotiče u pumpu pod pritiskom te se zalijevanje vrši jednostavnim otvaranjem zasuna na usisnom cjevovodu. Kod toga treba paziti da tekućina polako pritječe u pumpu, a pipac na kućištu treba otvoriti da se omogući izlazak zraka. Ako pipac nije otvoren, u gornjem dijelu kućišta može se zadržati zrak i prouzročiti neprilike u radu pumpe. Pipac treba biti otvoren sve dok kroz njega ne proteče mirni, kontinuirani mlaz tekućine.

B. Pumpa je smještena iznad nivoa tekućine u dovodnom rezervoaru

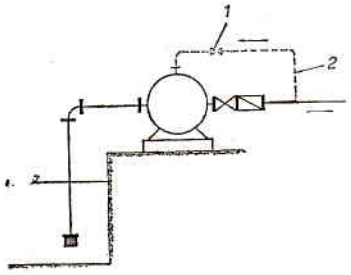
Kad je pumpa smještena iznad nivoa tekućine u dovodnom rezervoaru, kao što je to slučaj kod pumpanja iz bunara, zalijevanje pumpe obavlja se najčešće na jedan od slijedećih načina:

a) ručno,
b) iz tlačnog cjevovoda,
c) odsisavanjem zraka ejektorom,
d) odsisavanjem zraka vakuumpumpom.

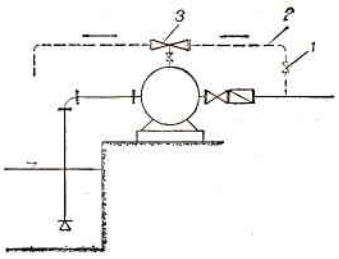
Pri ručnom zalijevanju pumpe i kod zalijevanja iz tlačnog cjevovoda neophodno je da usisna košara bude izvedena s povratnom zaklopkom odnosno da se eventualno povratna zaklopka ugradi uz usisnu košaru kao zasebna armatura. Povratna zaklopka omogućuje da se tekućina, kojom se vrši zalijevanje, zadrži u usisnom cjevovodu i pumpi.

Ako usisna košara nije izvedena s povratnom zaklopkom ili ova nije posebno pridodana usisnom cjevovodu, zalijevanje se pumpe može obavljati samo odsisavanjem zraka iz usisnog cjevovoda i pumpe. Uslijed toga dolazi do podizanja tekućine po usisnom cjevovodu, a time i do zalijevanja pumpe.

a) Ručno zalijevanje primijenjuje se samo kod malih pumpa. U tu se svrhu tekućina nalijeva kroz lijevak na vrhu kućišta, a odzračni pipac — ako ga ima — potpuno se otvori. Pumpa se zalijeva tako dugo dok kroz ulivni otvor ili odzračni pipac ne proteče tekućina bez pulziranja zraka.



Sl. 62 Zalijevanje pumpe iz tlačnog cjevovoda
1 — ventil; 2 — dovodna cijev



Sl. 63 Zalijevanje pumpe odsisavanjem zraka ejektorom
1 — ventil; 2 — dovodna cijev; 3 — ejektor

b) Zalijevanje pumpe iz tlačnog cjevovoda (sl. 62) primijenjuje se kod manjih i srednjih pumpnih stanica. Pri ovom načinu zalijevanja na kraju usisnog cjevovoda mora biti ugrađena usisna košara sa zaklopkom, da bi se omogućilo zapunjenje tekućinom usisnog cjevovoda i pumpe.

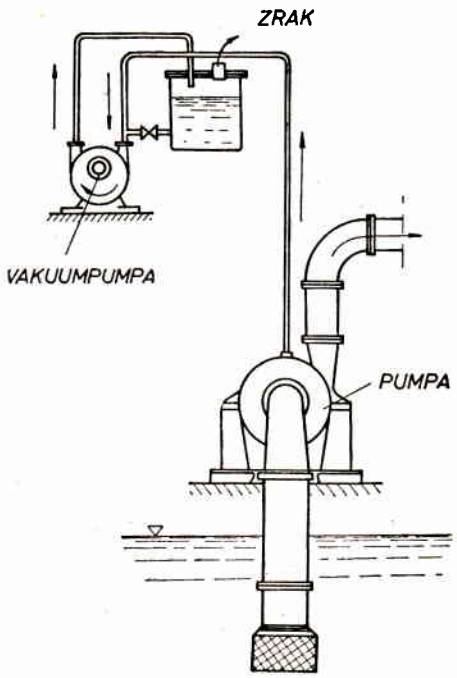
Prije pokretanja pumpe treba otvoriti pipac za ispust zraka na kućištu pumpe te ventil (1) na dovodnoj cijevi (2). Usisni cjevovod i pumpu treba polako puniti sve dok kroz pipac na kućištu pumpe ne poteče mirna i kontinuirana struja tekućine. Pumpa je tada zalivena, a pipac za zrak i ventil na dovodnoj cijevi treba zatvoriti. Pumpu treba pokrenuti, i nakon nekoliko minuta rada ponovno kratko vrijeme otvoriti pipac da se ispusti zrak koji se je eventualno još zadržao u kućištu, a istovremeno da se izvrši kontrola da je pumpa dobro zalivena.

c) Zalijevanje pumpe odsisavanjem zraka ejektorom primjenjuje se kod pumpnih stanica srednjih veličina i kod umjerenih geodetskih visina dizanja.
Otvaranjem ventila (1) — (sl. 63) — na dovodnoj cijevi (2) ostvaruje se veza između tlačnog cjevovoda — u kojem se nalazi tekućina pod pritiskom — i ejektora (3). Strujanjem tekućine kroz ejektor u komori ejektora stvara se potlak, a time i u kućištu pumpe s kojom je ejektor povezan. Uslijed toga dolazi do podizanja tekućine po usisnom cjevovodu a s tim i do zalijevanja pumpe. Ejektorom treba podržavati potlak u komori sve dok iz nje ne bude odsisan sav zrak odnosno dok kroz izlaznu cijev ejektora ne proteče tekućina koja se pumpa.

d) Zalijevanje pumpe odsisavanjem zraka pomoću vakuumpumpa primijenjuje se kod većih pumpnih stanica. U tu svrhu najčešće se upotrebljavaju vakuumpumpe. Mokra vakuumpumpa radi na istom principu kao i samousisna pumpa s vodenim prstenom (v. poglavlje 2.45 i sl. 57). Rotor pumpe izveden je s radijalnim lopaticama, a u kućištu je smješten ekscentrično. Voda koja ispunjava dio kućišta djelovanjem centrifugalne sile kod okretanja rotora odbacuje se uz stijenku kućišta i stvara vodeni prsten. S obzirom na ekscentrični položaj rotora u kućištu k donje strane rotora stvara se zračni prostor u obliku srpa omeđen glavinom i vodenim prstenom (sl. 57-a). Taj

zračni prostor ima s jedne strane poseban otvor (šrafirana površina *A*) za priključak na kućište centrifugalne pumpe, dok sa druge strane ima tlačni priključak (šrafirana površina *B*).

Zračni prostor sačinjavaju dva područja: usisno (komore 1, 2, 3) i tlačno (komore 4, 5, 6). Okretanjem rotora u smjeru kazaljke na satu volumen zračnih komora 1, 2 i 3 se povećava i u njima se stvara vakuum. Uslijed toga se kroz otvor *A* vrši usisavanje zraka iz centrifugalne pumpe i njenog usisnog cjevovoda. Kroz isto to vrijeme volumen zračnik komora 4, 5 i 6 se smanjuje, pritisak zraka se povećava i zrak se kroz otvor *B* izbacuje iz vakuum-pumpe. Za pravilan rad mokre vakuumpumpe potrebno je da se u njoj stalno nalazi dovoljna količina vode da bi se podržavao konstantan volumen vodenog prstena, a istovremeno odvodila nastala toplina. U tu se svrhu usisni otvor vakuumpumpe priključuje na posebnu posudu sa čistom vodom. Temperatura vode u vakuumpumpi ne treba preći 40—50°C. Potrebna regulacija temperature vode vrši se promjenom količine vode koja cirkulira kroz pumpu. Instalacija mokre vakuumpumpe priključena na centrifugalnu pumpu shematski je prikazana na sl. 64. Vakuumpumpa se isključuje kad vakuummetar na usisnom cjevovodu centrifugalne pumpe pokaže potreban vakuum. Nakon toga se pokreće centrifugalna pumpa.



Sl. 64 Priključak mokre vakuumpumpe na centrifugalnu pumpu

Mokre vakuumpumpe najbolje rade kod vakuuma od 4 do 7 m stupca vode, a s njima se može postići maksimalni vakuum 9 do 9,5 m stupca vode. Kapacitet vakuumpumpe zavisi o vremenu potrebnom za razvijanje vakuuma u centrifugalnoj pumpi, te o volumenu zraka u usisnom cjevovodu i kućištu pumpe. Potreban kapacitet mokre vakuumpumpe može se odrediti prema izrazu

$$Q_{vp} = \frac{(V_u + V_p)\ H_o \cdot k}{t\ (H_o - H_{gu})} \qquad (45)$$

Tu je: Q_{vp} — potreban kapacitet vakuumpumpe [m^3/min], V_u — volumen zaka u usisnom cjevovodu [m^3]; V_p — volumen zraka u kućištu centrifugalne pumpe [m^3]; H_o — visina stupca vode koja odgovara atmosferskom pritisku [m]; H_{gu} — geodetska usisna visina [m]; t — vrijeme potrebno za razvijanje vakuuma [min]. Obično se uzima 3 — 5 min, a kod pumpa protupožarne zaštite najviše 2 min; k — koeficijent sigurnosti uzima se $k = 1{,}05 — 1{,}1$.

5.52 Pokretanje centrifugalnih pumpa

Pokretanje centrifugalnih pumpa u većini slučajeva vrši se kod zatvorenog zasuna na tlačnom cjevovodu, jer je tada potrebna najmanja snaga za pogon pumpe. (V. krivulju snage $Q - P$ u poglavlju 2.24). To je naročito važno pri pokretanju pumpe pogonjene kaveznim elektromotorom koji u trenutku pokretanja povlači iz mreže snagu 5 do 6 puta veću od nominalne.

U pumpa u kojih se posebnim vodom dovodi zaporna voda do brtvenice ili rashladna voda do ležaja potrebno je otvoriti odgovarajuće ventile za dotok vode. Pumpa se smije pokrenuti tek onda kada je potpuno sigurno da voda u dovoljnoj količini dolazi do brtvenice i ležaja.

Samo pokretanje pumpnog agregata vrši se tako da se otvori pipac na manometru i uključi elektromotor. Kad pumpa razvije normalni broj okretaja, a manometar pokaže odgovarajući radni pritisak, postepeno treba otvarati zasum na tlačnom cjevovodu sve dok se ne postigne potrebna dobava pumpe. Zasun se obično otvara 2 do 3 minute nakon pokretanja pumpe. Duži rad pumpe pri zatvorenom zasunu dovodi do zagrijavanja tekućine uslijed koje može doći do toplinskog rastezanja pojedinih konstruktivnih elemenata pumpe.

Za vrijeme pokretanja pumpnih agregata s elektromotornim pogonom potrebno je pratiti očitanja vatmetara, ampermetara i voltmetara.

Pokretanja centrifugalne pumpe pri otvorenom zasunu na tlačnom cjevovodu uspješno se primijenjuje u inozemnoj pogonskoj praksi već kod niza pumpnih stanica. Premda problematika rada pumpa u razdoblju pokretanja teoretski još nije dovoljno objašnjena, danas se već pokretanje kod otvorenog zasuna vrši i kod pumpnih agregata pojedinačne snage i *2000 kW*. Međutim, treba naglasiti da se na pokretanje centrifugalne pumpe pri otvorenom zasunu na tlačnom vjevovodu može preći tek nakon detaljne analize svih faktora — u prvom redu hidrauličkih i električnih — koji mogu utjecati na režim rada pumpnog agregata.

2.53 Regulacija centrifugalnih pumpa

Već je poznato iz ranijih razmatranja, pumpa i cjevovod u koji pumpa dobavlja tekućinu sačinjavaju zajednički sustav, a pumpa će raditi u svojoj radnoj točki, tj. presjecištu karakteristike pumpe s karakteristikom cjevovoda. S obzirom na to da se tokom vremena mijenja potrošnja tekućine bit će potrebno promijeniti i dobavu pumpe odnosno pomaknuti njenu radu točku. Da bi se to postiglo, potrebno je prisilno izmijeniti ili karakteristiku pumpe ili karakteristiku cjevovoda.

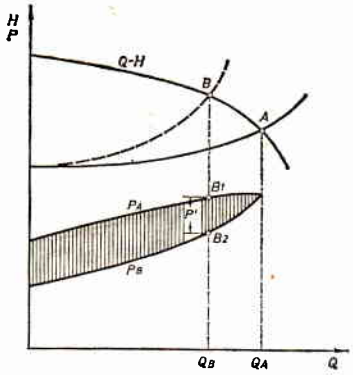
Postupak promjene karakteristike pumpe ili karakteristike cjevovoda u svrhu postizanja određene dobave tekućine zove se regulacija. Regulacija se može izvesti:

— promjenom karakteristike tlačnog cjevovoda djelomičnim pritvaranjem njegovog zasuna;
— promjenom karakteristike pumpe prijelazom na drugi broj okretaja;
— promjenom karakteristike pumpe zakretanjem rotorskih ili statorskih lopatica.

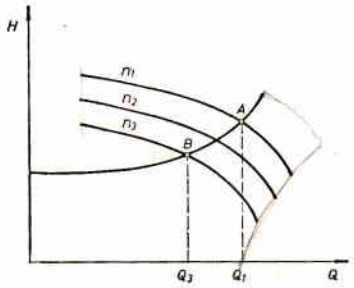
Osim u pojedinim iznimnim slučajevima u praktičnoj se primjeni regulacija centrifugalnih pumpa vrši samo na prva dva načina i to:

— pritvaranjem zasuna ugrađenog u tlačnom cjevovodu neposredno iza pumpe prigušuje se dobava pumpe. Ovo je najjednostavniji način regulacije,

jer za njega nisu potrebni nikakvi dodatni uređaji. Međutim, regulacija prigušivanjem nije ekonomična, jer se dio razvijenog pritiska pumpe troši na svladavanje dodatnih otpora pritvorenog zasuna (v. tabelu 3). Svakom položaju klina zasuna odgovara druga karakteristika cjevovoda, pa se radna točka pumpe pomiče po karakteristici pumpe.



Sl. 65 Nekoristan utrošak snage pri regulaciji prigušivanjem



Sl. 66 Djelovanje promjene broja okretaja na rad centrifugalne pumpe

Na sl. 65. grafički je prikazan nekoristan utrošak snage za svladavanje dodatnih otpora pri pritvaranju zasuna. Krivulja P_A prikazuje snagu potrebnu kod potpuno otvorenog zasuna, a krivulja P_B onaj dio te snage koji se troši na vršenje korisnog rada u slučaju pritvorenog zasuna, tj. kod manje dobave pumpe. Ordinate između krivulja P_A i P_B prikazuju snagu koja se nepotrebno troši na svladavanje dodatnih otpora izazvanih pritvaranjem zasuna.

Iz dijagrama se vidi da pri radu pumpe u određenoj točki A, tj. kod pune predviđene dobave Q_A sva se utrošena snaga troši na vršenje korisnog rada i svladavanje neizbježnih otpora u cjevovodu i pumpi. Pri radu pumpe sa smanjenom dobavom, na primjer Q_B, pumpa će raditi u novoj radnoj točki B. Pritvaranjem zasuna doći će do nove karakteristike cjevovoda (crtkana linija), pa će radna točka i opet biti presjecište karakteristike pumpe $Q - H$ s novom karakteristikom cjevovoda, tj. točka B. Sada će se od ukupno utrošene snage B_1 na svladavanju dodatnih otpora zasuna nekorisno trošiti snagu $B_1 - B_2$, tj. P'. U pojedinim nepovoljnim slučajevima ovaj gubitak snage može iznositi i 60 — 70%, pa i više od ukupno utrošene snage pumpnog agregata.

Regulacija promjenom broja okretaja nema bitnog utjecaja na stupanj djelovanja pumpe, a može se izvršiti primjenom pogonskog motora s promjenljivim brojem okretaja ili ugradnjom posebnog elementa između pogonskog motora i pumpe. Kod ovog načina regulacija mijenja se karakteristika pumpe, a karakteristika cjevovoda ostaje neizmijenjena. Promjenom karakteristike pumpe radna se točka pomiče po karakteristici cjevovoda.

Na sl. 66. grafički je prikazano djelovanje promjene broja okretaja na rad centrifugalne pumpe. U $Q - H$ dijagramu prikazana je karakteristika cjevovoda u koji pumpa dobavlja. Karakteristika je pumpe prikazana za brojeve okretaja $n_1 - n_4$. Centrifugalna pumpa kod normalne potrošnje radi s brojem okretaja n_1 i dobavlja količinu tekućine Q_1 (radna točka A). Ako je potrebna dobava neke manje količine tekućine, npr. Q_3, promjenom broja okretaja pumpe na n_3 može se postići potrebna dobava Q_3 (radna točka B).

U najvećem broju slučaja pogon pumpa vrši se elektromotorima izmjenične struje, koji rade uz konstantan broj okretaja. Uslijed toga nije došlo do šire primjene regulacija centrifugalnih pumpa promjenom broja okretaja odnosno primjena je ovog načina regulacije ograničena samo na one vrste pogonskih motora koji mogu raditi s promjenljivim brojem okretaja.

Elektromotori istosmjerne struje vrlo su pogodni za regulaciju pumpa, ako stoji na raspolaganju mreža istosmjerne struje. Uključivanjem otpornika broj okretaja elektromotora može se podjednako mijenjati. Elektromotori istosmjerne struje danas se praktički uopće ne primijenjuju za pogon pumpa, jer rasprostranjena izmjenična struja zahtijeva ugradnju posebnih ispravljača za pretvorbu izmjenične u istosmjernu struju.

Parne i plinske turbine prikladne su za regulaciju broja okretaja centrifugalnih pumpa, jer kod male promjene broja okretaja — što je i najčešće potrebno kod pumpa — njihov se stupanj djelovanja tek neznatno mijenja. Ipak je primjena turbine kao pogonskog stroja centrifugalne pumpe vrlo rijetka, jer turbina svojim pomoćnim uređajima zauzima mnogo prostora i zahtijeva mnogo više brige. Zato su parne i plinske turbine našle svoju primjenu samo kod velikih pumpnih stanica namijenjenih vodoopskrbi velikih industrijskih pogona, toplana, termo i atomskih elektrana. Kod velikih pumpnih stanica turbine nalaze svoju primjenu i kao rezervni pogonski stroj za slučaj prekida u dobavi električne energije.

Motori s unutarnjim izgaranjem mogu raditi s različitim brojem okretaja pa su prikladni za regulaciju broja okretaja centrifugalnih pumpa. Ovi motori ne zahtijevaju nikakvu dodatnu ili pomoćnu opremu, jer se gorivo i zrak u određenom omjeru dovode neposredno u cilindar u kojem se vrši izgaranje.

Kao pogonski motori u pumpnim stanicama daleko najširu primjenu našli su elektromotori izmjenične struje bez obzira na to što se kod njih promjena broja okretaja može postići samo primjenom posebnih uređaja. Za pogon pumpa koriste se asinhroni i sinhroni elektromotori izmjenične struje, premda se najviše upotrebljavaju asinhroni motori, jer kod njih nisu potrebni složeni uređaji za pokretanje.

Trofazni asinhroni i sinhroni elektromotori bez primjene posebne dodatne opreme rade kod konstantnog broja okretaja. Međutim, prigradnjom posebne opreme i broj okretaja ovih elektromotora može se regulirati unutar granica potrebnih pri radu pumpe. Promjena broja okretaja kod pumpa s pogonskim elektromotorima izmjenične struje može se izvesti.

— promjenom broja okretaja elektromotora uključivanjem otpornika u strujni krug rotora ili prebacivanjem namotaja na različiti broj pari polova;
— promjenom broja okretaja pumpe uz konstantni broj okretaja elektromotora primjenom hidrauličkih ili elektromagnetskih spojki.

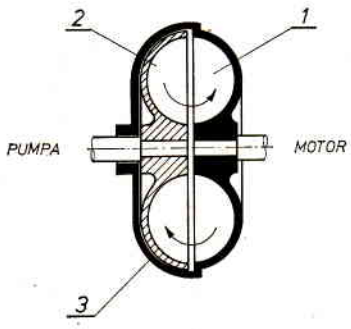
Od svih postojećih sistema elektromotora izmjenične struje s promjenljivim brojem okretaja — s obzirom na regulaciju centrifugalnih pumpa — najprikladnije su konstrukcije u kojih je omogućeno preklapanje namotaja na razli, čiti bro pari polova. Asinhroni elektromotori s ovakvom regulacijom broja okretaja imaju na statoru poseban namotaj koji se za vrijeme rada elektromotora može preklapati prema različitim shemama. Zahvaljujući tome može se postići stupnjevana regulacija broja okretaja ovisno o uključenom broju pari polova.

Hidrauličke spojke olakšavaju pokretanje centrifugalne pumpe i omogućuju ravnomjernu promjenu broja okretaja pumpe kod neizmijenjenog broja

okretaja elektromotora. Primjenom hidrauličkih spojki omogućeno je i pokretanje i zaustavljanje centrifugalnih pumpa kod otvorenog zasuna na tlačnom cjevovodu.

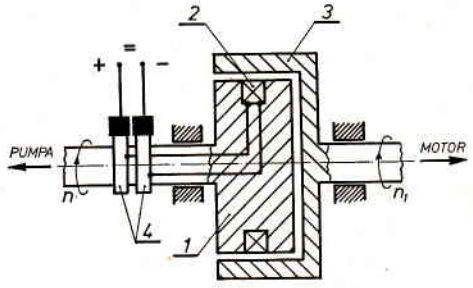
Hidraulička spojka je element koji se sastoji od pogonskog i radnog kola u zajedničkom kućištu ispunjenom tekućinom. Ovom tekućinom ostvaruje se međusobna veza pogonskog i radnog kola.

Najjednostavnija konstrukcija hidrauličke spojke shematski je prikazana na sl. 67. Pogonsko kolo (1) uklinjeno je na osovini pogonskog motora, a radno kolo (2) uklinjeno je na osovini pumpe. I pogonsko i radno kolo izvedeni su s lopaticama. S pogonskim kolom čvrsto je povezan i pokrov (3) te zajedno s njim sačinjava kućište ispunjeno tekućinom, najčešće uljem. Pri pokretanju i zaustavljanju pumpnog agregata pogonsko i radno kolo okreću se različitim kutnim brzinama. S obzirom na to da između osovine motora i osovine pumpe ne postoji neposredna čvrsta veza, broj okretaja pumpe uvijek je manji od broja okretaja pogonskog motora.



Sl. 67 Principijelna shema hidrauličke spojke

1 — pogonsko kolo; 2 — radno kolo; 3 — pokrov



Sl. 68 Principijelna shema elektromagnetne spojke

1 — ploča; 2 — uzbudni namotaj; 3 — obod; 4 — klizni koluti

Na čestice tekućine, koje se nalaze na istoj udaljenosti od simetrala osovina pogonskog i radnog kola, uslijed nejednakih kutnih brzina djeluju i različite centrifugalne sile. Posljedica različitih centrifugalnih sila bit će i razlika pritiska tekućine u kolima. Pri tom će u pogonskom kolu nastupiti veći pritisak nego u radnom. Uslijed razlike pritiska doći će do kružnog toga tekućine od pogonskog prema radnom kolu. Svojim okretanjem pogonsko će kolo predavati energiju struji tekućine pa će ona ulaziti u radno kolo s povećanom energijom. Ovu će energiju tekućina predati radnom kolu i ponovno ući u pogonsko kolo. Promjenom količine tekućine u hidrauličkoj spojki može se regulirati broj okretaja pumpe uz konstantan broj okretaja elektro motora.

Osnovni je nedostatak hidrauličke spojke relativno velik gubitak energije. On raste sa smanjenjem broja okretaja pumpe. Osim toga same hidrauličke spojke konstruktivno su složeniji elementi od pumpa za čiju se regulaciju koriste.

Promjena broja okretaja pumpe može se postići i primjenom elektromagnetne spojke, koja postaje sve važniji element regulacije pumpnih agregata u inozemnoj vodoopskrbnoj praksi.

Elektromagnetska spojka (sl. 68) sastoji se od dvaju osnovnih rotacionih dijelova: ploče s uzbudnim namotajem i oboda. Preko kliznih koluta uzbudni namotoj napaja se istosmjernom strujom iz nekog izvora, npr. selenskog ispravljača uključenog u niskonaponsku mrežu izmjenične struje. Obod je spojke obično vrsto vezan s osovinom elektromotora konstantnog broja okretaja, a ploča je vezana s osovinom pumpe. Ploča i obod međusobno nisu mehanički povezani i između njih postoji mala zračnost. Uslijed toga kad u uzbudnom namotaju nema struje okretni moment elektromotora ne prenosi se na pumpu.

Ako se za vrijeme okretanja osovine elektromotora — a s njome i oboda spojke — kroz uzbudni namotaj propusti istosmjerna struja, između ploče i oboda doći će do elektromagnetske veze. Djelovanjem elektromagnetske sile postići će se okretanje ploče, a s njom i okretanje rotora pumpe.

Uslijed klizanja ploča će se okretati s manjim brojem okretaja od oboda spojke, a veličina klizanja ovisit će o struji uzbude. Prema tome, promjenom veličine struje uzbude može se mijenjati i broj okretaja pumpe.

Klizanje, koje je neizbježno i kod pune uzbude, predočuje jedan od nedostataka elektromagnetne spojke, jer će i kod pune uzbude pumpni agregat raditi samo s oko 97% maksimalnog kapaciteta. Međutim, promatrano o sklopu rada pumpne stanice sa dva pumpna agregata (jedan radni, jedan rezervni) elektromagnetna spojka ugradit će se samo na radni agregat. U trenutku maksimalne potrošnje pogon će se prebaciti na rezervni agregat, koji je direstno spojen s elektromotorom, dakle radi bez klizanja. U takvim radnim uvjetima klizanja neće predstavljati bitan nedostatak elektromagnetne spojke.

Premda su elektromagnetne spojke konstruktivno jednostavni elementi, ploča i obod spojke izvode se od masivnih čeličnih otkivaka ili odljeva, pa prema tome cijela spojka poprima relativno veće dimenzije. Zbog toga se primjenom elektromagnetne spojke povećava i potreban prostor pumpne stanice za oko 4 — 5%. Međutim, većinom se taj nedostatak može kompenzirati ugradnjom manjeg broja većih agregata u pumpnu stanicu.

2.54 Rad centrifugalnih pumpa u vodoopskrbnom sustavu

Zajednički rad dviju ili više centrifugalnih pumpa u zajedničkoj cjevovodnoj mreži ili napajanja dva ili više rezervoara pomoću jedne pumpe karakteristični su pogonski slučajevi upravo u vodoopskrbi. Zbog toga će se ovdje razmatrati rad centrifugalnih pumpa u vodoopskrbnom sustavu, dok se s odgovarajućom analogijom ova razmatranja mogu koristiti i za druge oblasti primjene.

Za analizu rada jedne ili više centrifugalnih pumpa u nekom vodoopskrbnom sustavu potrebno je načiniti pogonsku karakteristiku sustava. Pogonska karakteristika sustava je Q — H dijagram u kojem su nacrtane karakteristike svih pumpa koje rade u tom sastavu kao i karakteristika pripadnog cjevovoda.

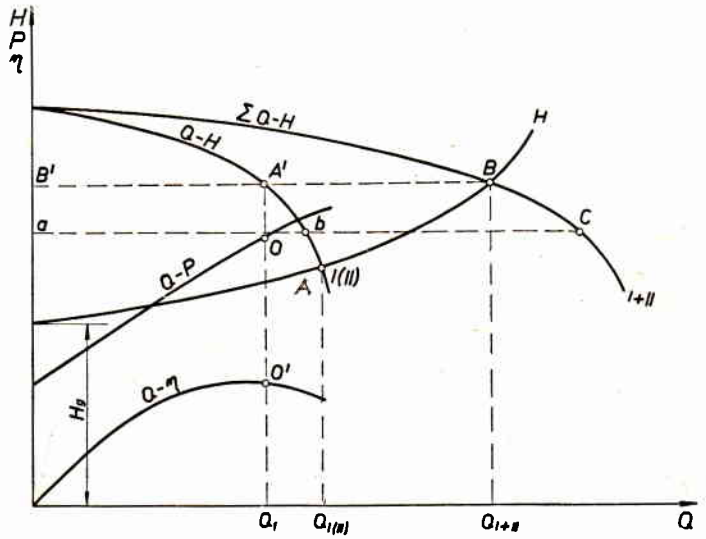
a) Paralelan rad centrifugalnih pumpa

Pod paralelnim radom centrifugalnih pumpa smatra se dobava dviju ili više pumpa u zajednički tlačni cjevovod. Kod toga karasteristike pumpa mogu biti jednake ili različite.

Da bi se mogla dobiti pogonska karakteristika sustava kod pumpa u paralelnom radu, najprije treba načiniti sumarnu karakteristiku pumpa, koja se

dobije zbrajanjem dobava pumpa (apscisa) kod istih manometarskih visina dizanja (ordinata).

Kao najjednostavniji slučaj najprije će se razmatrati paralelan rad dviju pumpa s jednakim karakteristikama *I* (*II*) (sl. 69). Bilo koja točka sumarne karakteristike *I* + *II*, uzmimo točka *C*, dobiva se udvajanjem apscisa. U konkretnom slučaju dužina *ab* paralelno se pomakne u desno i dobije se dužina *bc* = *ab*. Analognim putem dolazi se i do drugih točaka sumarne karakteristike te se kroz njih povuče krivulja. Dobivena krivulja *I* + *II* je sumarna karakteristika dviju centrifugalnih pumpa u paralelnom radu. Na isti se način dolazi i do sumarne karakteristike više pumpa u paralelnom radu.



Sl. 69 Paralelan rad dviju jednakih centrifugalnih pumpa

Ako se u određeni cjevovod s karakteristikom *H* dobavlja samo jedna pumpa, njezina će dobavna količina biti $Q_{I(II)}$, a točka *A* predstavljat će radnu točku pumpe. Pri paralelnom radu dviju pumpa zajednička radna točka nalazi se u presjecištu sumarne karakteristike pumpa *I* + *II* i karakteristike cjevovoda *H* (*točka B*). Dobava svake pojedine pumpe dobiva se povlačenjem horizontalne linije iz točke *B* (crtkana linija *B* — *B'*). Presjecište ove linije s karakteristikom pumpe *I*(*II*) — točka *A'* — daje dobavu Q_I svake pumpe. Iz dijagrama se vidi da je ukupna dobavna količina dviju pumpa u paralelnom radu uvijek manja od dvostruke dobave jedne pumpe — ako se radi o istom cjevovodnom sustavu. Što je veći broj pumpa u paralelnom radu, to je veća razlika između njihove ukupne dobave i zbroja dobava istih pumpa u pojedinačnom radu.

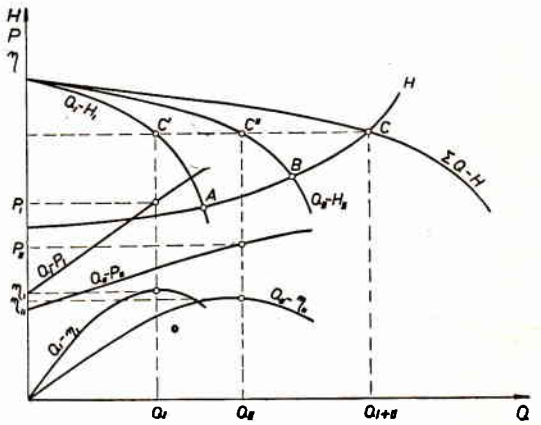
Ako se radi o različitim pumpama, dakle o pumpama s različitim karakteristikama, sumarna karakteristika dviju ili više pumpa u paralelnom radu dobije se na isti način kao i kod pumpa s jednakim karakteristikama, tj. zbrajanjem njihovih dobavnih količina kod istih manometarskih visina dizanja.

Karakteristika sustava kod paralelnog rada dviju različitih pumpa prikazana je na sl. 70. Karakteristika pumpe *I* označena je s Q_I — H_I, a karakteristika pumpe *II* sa Q_{II} — H_{II}. Njihova sumarna karakteristika označena je sa ΣQ — *H*. Kod zajedničkog rada obje pumpe dobavljat će količinu vode Q_{I+II}

(radna točka C). Od toga će pumpa *I* dobavljati količinu Q_I a pumpa *II* količinu Q_{II}. Kad bi na isti cjevovod radila samo pumpa *I*, dobavljala bi količinu koja odgovara radnoj točki *A*. Kad bi opet radila samo pumpa *II*, dobavljala bi količinu koja odgovara radnoj točki *B*.

Potrebna snaga i stupanj djelovanja kod pumpa u paralelnom radu pronalazi se na način kako slijedi. Iz radne točke *B* dviju ili više pumpa istih karakteristika povuče se horizontalna linija *BB'* (sl. 69). Presjecište ove linije s karakteristikom $Q - H$ daje točku *A'* iz koje treba spustiti okomicu na krivulju snage $Q - P$ i krivulju stupnja djelovanja $Q - \eta$. Presjecište okomice s tim krivuljama daju točku *O* odnosno *O'*, pa se na mjerilu sa strane dijagrama očita potrebna snaga za pogon pumpe odnosno stupanj djelovanja pumpe u uvjetima paralelnog rada.

Kod pumpa različitih karakteristika potrebna snaga i stupanj djelovanja nalazi se na isti način. Razlika je jedino u tom što u ovom slučaju horizontalna linija *CC'* — koju povlačimo iz radne točke *C* (sl. 70) — ne siječe jednu karakteristiku zajedničku za nekoliko pumpa, nego nekoliko karakteristika *Q—H*, tj. za svaku pojedinu pumpu. Prema tome pumpa *I* trebat će snagu koja odgovara točki *C'* (P_I) a pumpu *II* snagu koja odgovara *točki C''* (P_{II}). Analogno se dobiju i stupnjevi djelovanja η_I i η_{II}. Kao što se vidi iz sl. 69. i 70. utrošak je snage svakog pojedinog pumpnog agregata u paralelnom radu manji od utroška snage svakog pojedinog agregata kod njegovog pojedinačnog rada. Isto tako je i ukupni utrošak snage svih agregata u paralelnom radu manji od ukupnog zbroja utrošaka snage pojedinih agregata u individualnom radu. Međutim, specifični utrošak električne energije po jedinici dignute vode kod paralelnog rada pumpa znatno raste. Što je veći broj pumpa u paralelnom radu, to je i veći specifični utrošak električne energije.



Sl. 70 Paralelan rad dviju različitih centrifugalnih pumpa

b) Serijski rad centrifugalnih pumpa

Centrifugalne pumpe vežu se u seriju, tj. usisni vod jedne pumpe spaja se sa tlačnim vodom prethodne u onim slučajevima kad se radi o svladavanju velikih manometarskih visina dizanja, koje se u određenim pogonskim uvjetima ne mogu ostvariti samo jednom pumpom.

Sumarna karakteristika $\Sigma Q - H$ dviju pumpa u serijskom radu dobije se zbrajanjem ordinata H_x karakteristike pumpe $Q - H$ kod istih dobavnih količina Q_x, kao što je to prikazano na sl. 71. za slučaj serijskog rada dviju pumpa

s jednakim karakteristikama. Analognim načinom dolazi se i do sumarne karakteristike kod pumpa s različitim karakteristikama. Ukupna dobava dviju pumpa na cjevovod s karakteristikom H određena je presjecištem sumarne karakteristike pumpe $\Sigma Q - H$ i karakteristike cjevovoda H (točka A).

Potrebna snaga kod serijskog rada pumpnih ogregata određuje se tako da se iz radne točke A zajedničkog rada dviju ili više jednakih ili različitih pumpa spusti okomica do presjecišta s krivuljom snage $Q - P$ svake pojedine pumpe. Presjecište (*točka B*) određuje potrebnu efektivnu snagu svake pumpe u serijskom radu.

Stupanj djelovanja pumpa u serijskom radu nalazi se na isti način kao i snaga pumpa — iz radne točke A spusti se okomica do presjecišta s krivuljom stupnja djelovanja $Q - \eta$ svake pojedine pumpe. Presjecište (točka C) određuje stupanj djelovanja svake pumpe u serijskom radu.

c) Rad centrifugalne pumpe u složenom sustavu

Ako se vodovodna mreža, u koju dobavlja jedna ili više pumpa, sastoji od jednog cjevovoda koji vodi direktno u rezervoar — dakle, bez usuptnog potroška ili dotoka vode — takav se sustav naziva jednostavni.

Ako je vodovodna mreža razgranata s usputnim odvajanjem ili dotokom vode ili ako pumpe dobavljaju u prstenastu mrežu, takav se sustav zove složeni.

Kod složenog vodoopskrbnog sustava moguća su tri osnovna slučaja:

1. cjevovod koji vodi od pumpe do ogranka je kratak,
2. cjevovod koji vodi od pumpe do ogranka je dugačak, a na cjevovod je priključeno nekoliko ogranaka,
3. jedan se cjevovod opskrbljuje od nekoliko pumpa koje su smještene na raznim mjestima.

1) slučaj — Centrifugalna pumpa dobavlja vodu u dva rezervoara smještenna na različitim visinama (sl. 72), a cjevovodi se granaju u neposrednoj blizini pumpe (točka G).

S obzirom na malu dužinu zajedničkog dijela tlačnog cjevovoda (*dionica PG*) otpori se na tom dijelu mogu zanemariti. Karakteristika cjevovoda računa se i ucrtava posebno za svaki cjevovod, kao i kod jednostavnog sustava. U rezervoar (1) vodi cjevovod dužine L_1, čija je karakteristika H_1; u rezervoaru (2) vodi cjevovod dužine L_2, čija je karakteristika H_2.

Sumarna karakteristika cjevovoda H dobije se zbrajanjem apscisa krivulja $H_1 - H_2$ kod istih ordinata. Sumarna karakteristika H počinje u točki D, tj. u presjecištu linije $1 - 1$ i karakteristike cjevovoda H_2.

Presjecište sumarne karakteristike H i karakteristike pumpe $Q - H$ daje radnu točku A kod potpuno otvorenog zasuna na tlačnom cjevovodu. Presjecište horizontalne linije $A - a$ s karakteristikama pojedinih cjevovoda daje količine vode koje odlaze u pojedine rezervoare. Točka B određuje količinu vode Q_1 koja će se dobavljati u rezervoar *1*, a točka C količinu vode Q_2 koja će odlaziti u rezervoar *2*.

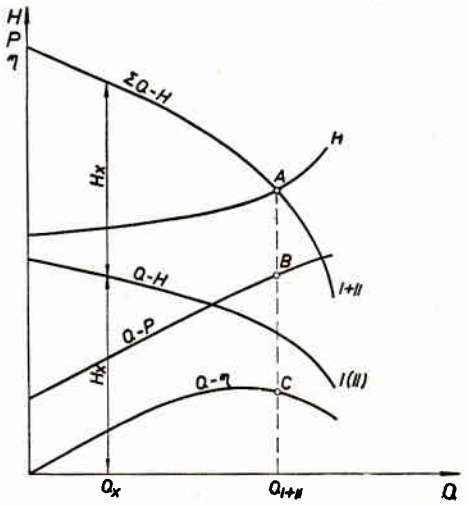
Potrebna snaga pumpnog agregata očitat će se na krivulji snage $Q - P$, a nalazi se spuštanjem okomice iz točke A. Presjecište okomice s krivuljom snage (točka A') daje utrošak snage P_A.

2) slučaj — Centrifugalna pumpa dobavlja vodu u dva rezervoara smještena na različitim visinama (sl. 73), a cjevovodi za gradnju daleko od pumpe (točka G).

U ovom se slučaju ne mogu zanemariti otpori na zajedničkoj dionici tlačnog cjevovoda (*dionica PG*). Najprije se od osi Q nanosi karakteristika H_o zajedničke dionice cjevovoda dužine L_o, a zatim se dobivene ordinate otpora u zajedničkom dijelu cjevovoda odbijaju od karakteristike pumpe $Q - H$. Na taj se način dolazi do prividne karakteristike pumpe $Q' - H'$, a daljnji je postupak isti kao i u 1. slučaju. Presjecište krivulje $Q' - H'$ sa sumarnom karakteristikom cjevovoda H (do koje se dolazi kao i u 1. slučaju), daje radnu točku A, a povlačenjem horizontalne linije iz radne točke dolazi se do presjecišta s karakteristikama cjevovoda H_1 i H_2 (točke B i C). Tako se dolazi do količine vode Q_1 koja odlazi u rezervoar 1 te količine vode Q_2 koja odlazi u rezervoar 2.

Potrebna snaga pumpnog agregata nalazi se isto tako na analogan način kao i u 1. slučaju, tj. spuštanjem okomice iz radne točke A i njenim presjecanjem krivulje snage Q—P (*točka A'*).

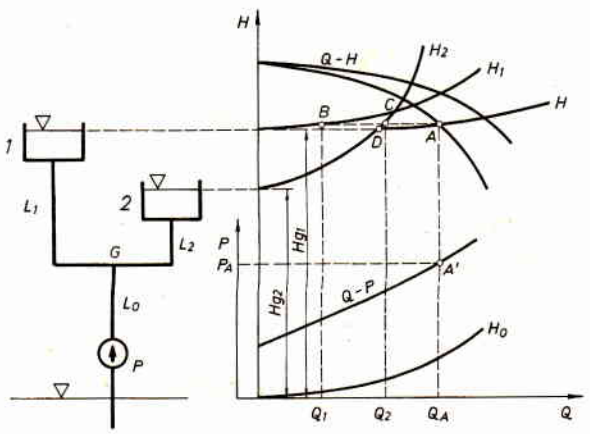
3a) slučaj — U jedan rezervoar dobavlja nekoliko centrifugalnih pumpi iz raznih, međusobno udaljenih pumpnih stanica, a vodostaj je u bunarima odnosno dovodnim rezervoarima isti (sl. 74).



Sl. 71 Serijski rad dviju jednakih centrifugalnih pumpa

Kao primjer razmatrat će se slučaj paralelnog rada dviju jednakih centrifugalnih pumpa smještenih u dvije međusobno udaljene pumpne stanice.

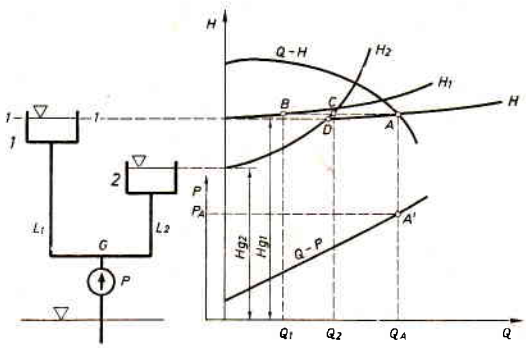
Najprije se od osi Q nanosi karakteristika H_o dijela tlačnog cjevovoda dužine L_1 i od pumpe P_1 do čvora G (dionica P_1G). Zatim se od karakteristike



Sl. 72 Pogonski uvjeti rada centrifugalne pumpe pri dobavi u dva rezervoara — cjevovodi se granaju u neposrednoj blizini pumpe

pumpe P_1 $Q - H$ oduzimaju ordinate otpora karakteristike H_1 i dobiva prividna karakteristika pumpe P_1 $Q' - H'$ (crtkana krivulja). Krivulja $Q' - H'$ karakterizira rad pumpe P_1 kod njenog zajedničkog rada s pumpom P_2.

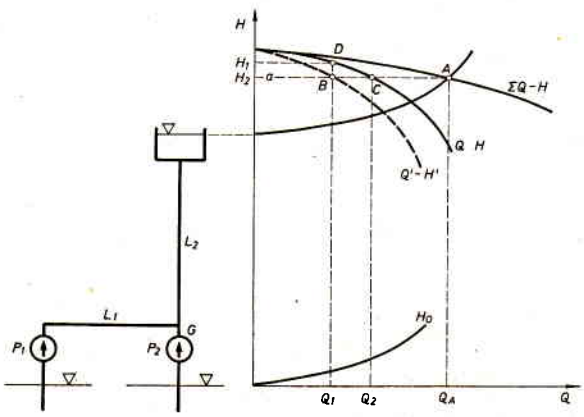
S obzirom na to da se ovdje radi o jednakim pumpama, za pumpu P_2 vrijedi nepromijenjena karakteristika $Q - H$. Zbrajanjem apscisa krivulje $Q' - H'$ i $Q - H$ kod jednakih ordinata nalazi se zajednička karakteristika $\Sigma Q - H$ kod paralelnog rada pumpa P_1 i P_2.



Sl. 73 Pogonski uvjeti rada centrifugalne pumpe pri dobavi u dva rezervoara — cjevovodi se granaju daleko od pumpe

Zatim se izračunava i ucrtava karakteristika H zajedničkog tlačnog cjevovoda dužine L_2, a presjecište zajedničke karakteristike $\Sigma Q - H$ i karakteristike cjevovoda H daje radnu točku A za zadani sustav. Horizontalna linija $A - a$ povučena iz točke A siječe krivulju $Q - H$ u točki C koja određuje dobavu Q_2 i manometarsku visinu dizanja H_2 pumpe P_2. Presjecište linije $A - a$ s krivuljom $Q' - H'$ daje točku B koja određuje dobavu Q_1 pumpe P_1, dok njezinu manometarsku visinu dizanja određuje točka D (presjecište okomice iz točke B s krivuljom $Q - H$).

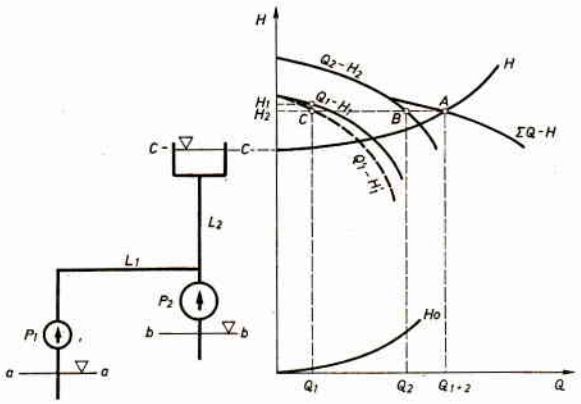
3b) *slučaj — U jedan rezervoar dobavlja nekoliko centrifugalnih pumpa iz raznih međusobno udaljenih pumpnih stanica, a vodostaj je u bunarima odnosno dovodnim rezervoarima različit (sl. 75).*



Sl. 74 Pogonski uvjeti rada dviju centrifugalni pumpa pri dobavi iz bunara istih vodostaja

Kao primjer razmatrat će se slučaj paralelnog rada dviju različitih centrifugalnih pumpa smještenih u dvije međusobno udaljene pumpne stanice.

Najprije se za svaku pumpu nacrta karakteristika $Q - H$ i to međusobno vertikalno pomaknuto za razliku vodostaja u dovodnim rezervoarima, tj. za pumpu P_1 od osi $a - a$, a za pumpu P_2 od osi $b - b$. Pri tom obje pumpe moraju dobavljati vodu na visinu $c - c$.



Sl. 75 Pogonski uvjeti rada dviju centrifugalnih pumpa pri dobavi iz bunara različitih vodostaja

Za pumpu P_1 ucrta se prividna karakteristika $Q_1' - H_1'$ na već poznati način, tj. duzimanjem ordinata otpora H_1 cjevovoda dužine L_1 od stvarne karakteristike pumpe P_1 ($Q_1' - H_1'$) *dodavaju karakteristici pumpe* P_2 ($Q_2 - H_2$) te se dobiva sumarna karakteristika pumpa P_1 *i* P_2 u zajedničkom radu ($\Sigma Q - H$).

Izračunavanjem i ucrtavanjem karakteristike H zajedničkog tlačnog cjevovoda dužina L_2 dolazi se do presjecišta sa sumarnom karakteristikom pumpe $\Sigma Q - H$ (točka A). Ona predočuje radnu točku zadanog sustava. Ukupna dobava obiju pumpa u primjeni rezervoar bit će Q_+. Od toga će pumpa P_1 dobavljati količinu Q_1 (točka C), a pumpa P_2 količinu Q_2 (točka B). Pumpa P_1 radit će s manometarskom visinom dizanja H_1, a pumpa P_2 s visinom H_2.

2.6 SMETNJE U RADU CENTRIFUGALNIH PUMPA

2.61 Kavitacija

Kavitacija je pojava kod koje uslijed mjestimičnog pada pritiska u pumpi dolazi do stvaranja mjehurića pare i plinova koji se izdvajaju iz tekućine. Svi se mjehurići raspadaju — para se kondenzira — čim na svom putu kroz pumpu dođu u područje višeg pritiska.

Prije nego što dođe do kondenzacije, hidrostatski pritisak tekućine koja okružuje mjehurić pare u ravnoteži je s unutarnjim pritiskom mjehurića pare. Pri nastupu kondenzacije volumen pare trenutačno se smanjuje na neznatan volumen kondenzata, a česticama okolne tekućine više se ne suprostavlja nikakav protupritisak. Dolazi do naglog ubrzanja kretanja čestica tekućine prema središtu mjehurića, tamo se one sukobljavaju pa uslijed toga dolazi do trenu-

tačnog lokalnog povišenja pritiska. Posljedice ovog povišenja pritiska osobito su znatne ako do kondenzacije dođe na hrapavoj ili ispucanoj površini gdje čestice tekućine prodiru u udubine i djeluju poput klina. S obzirom na to da lokalno povišenje pritiska dosiže i tisuće bara, uzrokuje otkidanje čestica metala s lopatica ili drugih elemenata rotora te vibraciju cijele pumpe.

Do stvaranja mjehurića pare odnosno isparivanja dolazi u slučaju kad je sniženje pritiska toliko da kod odnosne temperature tekućine omogući isparivanje. Sniženje apsolutnog pritiska do pritiska isparivanja može biti cjelokupno ili samo mjestimično. Do cjelokupnog pada pritiska može doći uslijed:

1. povećanja geodetske usisne visine,
2. pada atmosferskog pritiska uslijedveće nadmorske visine,
3. pada apsolutnog pritiska pri crpljenju iz posuda pod vakuumom,
4. povećanja temperature tekućine koja se crpi.

Do mjestimičnog pada pritiska može doći uslijed jedne od slijedećih pojava uzrokovanih dinamikom strujanja:

1. povećanje brzine strujanja uslijed povećanog broja okretaja pumpe,
2. odvajanja struje tekućine od lopatica i stvaranje turbulentnog vira iza lopatica,
3. zakretanje strujnica od normalne putanje u slučaju neke smetnje protoku.

Do niskog apsolutnog pritiska i kavitacije može doći i kod pojave hidrauličkog udara, ali kavitacija ove vrste je kratkotrajna i prolaznog karaktera, pa nije bitna za razmatranje problema kavitacije.

Trenutačno raspadanje mjehurića pare kod dolaska u područje višeg pritiska dovodi do šumova, buke i vibracija. Što je veća pumpa, to je veća buka i veće su vibracije. Ovi se karakteristični znaci kavitacije mogu pojaviti kod pumpe koja radi u svom normalnom radnom području samo ako je prevelika usisna visina. Međutim, buka i vibracije mogu nastupiti u većoj ili manjoj mjeri i kod onih pumpa čija je radna točka znatno udaljena od točke maksimalnog stupnja djelovanja, i to zbog toga što u tom slučaju voda udara u lopatice rotora pod lošim kutem.

Upuštanje male količine zraka u usis pumpe buka se može gotovo potpuno spriječiti, a mehaničke vibracije u velikoj mjeri ublažiti. Upušteni zrak služi kao amortizer udarcima koji nastaju pri kondenzaciji mjehurića pare. Osim toga ovaj upušteni zrak znatno smanjuje i razjedanje rotorskih lopatica, do čega dolazi, kao što je ranije spomenuto, uslijed mehaničkog udara kod nastupa kondenzacije.

Ako pumpa radi dovoljno dugo vrijeme u uvjetima kavitacije, doći će do nagrizanja rotorskih lopatica. Pri tom će količina odnijetog metala ovisiti o materijalu rotora i o jačini kavitacije. Ispitivanja su pokazala da do lokalnog nagrizanja rotorskih lopatica dolazi samo uslijed ranije opisanog procesa pri kondenzaciji parnih mjehurića i da elektrolitičko i kemijsko djelovanje nema praktičkog utjecaja na nagrizanje lopatica. Kad bi postojalo elektrolitičko ili kemijsko djelovanje protočne tekućine, djelovalo bi na sve dijelove od istog materijala, a ne samo lokalno.

Kavitaciono nagrizanje treba razlikovati od korozije i erozije. Korozija nastaje isključivo kemijskim ili elektrolitičkim djelovanjem protočne tekućine, dok je erozija odnošenje metalnih čestica pumpe djelovanjem stranih čestica u protočnoj tekućini, kao npr. pijesak, ugljen i slično.

Eksperimentalna istraživanja u laboratorijima i u pogonu pokazala su realnu mogućnost povišenja kavitacione otpornosti elemenata hidrauličkih stro-

jeva koji rade u uvjetima kavitacije. To se može postići ili izradom dijelova pumpe od materijala otpornih na kavitaciju ili primjenom uobičajenih materijala i nanošenjem površinskog zaštitnog sloja na površine najviše izložene kavitaciji.

Izbor materijala za dijelove pumpe ovisi o čitavom nizu faktora i u prvom redu o uvjetima rada pumpe, zatim o ekonomičnosti i konačno o mogućnostima tehnologije proizvodnje.

Kavitaciona otpornost je svojstvo materijala da se opire kavitacionom djelovanju. Kavitaciona otpornost materijala mijenja se u širokim granicama ovisno o njegovom sastavu i fizikalnim svojstvima, a također i ovisno o hidrodinamičkim uvjetima strujanja i svojstvima tekućine.

Izvršenim ispitivanjem utvrđeno je da najveću kavitacionu otpornost ima aluminijska bronca, zatim nerđajući i ostali visoko legirani čelici. Bronca i ugljični čelici su po svojoj otpornosti negdje u sredini, dok najmanju kavitacionu otpornost imaju aluminij, mjed i lijevano željezo. U usporedbi sa svim ostalim materijalima lijevano željezo ima najmanju kavitacionu otpornost. Do znatnog razaranja lijevanog željeza djelovanjem kavitacije dolazi radi njegove heterogene strukture i ugljika u formi grafita — koji praktički nema nikakve čvrstoće. Međutim, legiranjem lijevanog željeza i termičkom obradom moguće je znatno povećati njegovu kavitacionu otpornost.

Treba imati na umu da kavitaciona otpornost svih vrsta materijala, osim o njihovom kemijskom sastavu i tehnologiji proizvodnje, u znatnoj mjeri ovisi i o obradi površine izložene djelovanju kavitacije. Što je obrada površine finija, to će biti manje posljedice djelovanja kavitacije.

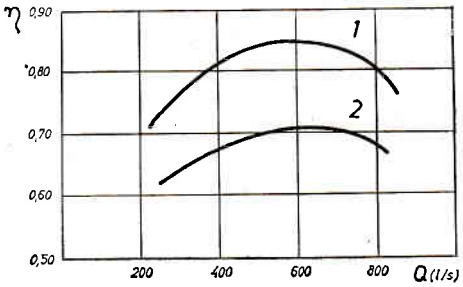
Složenost sastava i velika cijena visikolegiranih čelika i legura obojenih metala čine ih neracionalnim za primjenu kod pojedinih masivnih dijelova pumpa koje rade u uvjetima kavitacije. S obzirom na nisku cijenu i dovoljnu mehaničku čvrstoću za te se svrhe koriste lijevano željezo, bronca i čelični lijev koji imaju relativno malu kavitacionu otpornost. Zato se u slučajevima primjene ovih materijala u uvjetima kavitacije na osnovni materijal često vrši nanošenje zaštitnog sloja iz materijala otpornog na kavitaciju. Kod manjih centrifugalnih pumpa ovaj postupak nije ekonomičan jer je jeftinija zmajena istrošenog dijela novim. Kod velikih centrifugalnih pumpa nanošenje zaštitnog površinskog sloja vrlo je uspješno i ekonomično sredstvo u borbi protiv kavitacije. Nanošenje zaštitnog sloja na izložene površine vrši se posebnim elektrodama ili difuzionom metalizacijom.

Posljednjih se godina u inozemstvu vrše ispitivanja — a provedene su već i praktičke realizacije u pogonu — da se površinska zaštita dijelova pumpe od kavitacije vrši zaštitnim prevlakama na bazi plastičnih masa i gume. Osnovnu poteškoću pri tom ne predstavlja izbor odgovarajućeg materijala za zaštitnu prevlaku, nego osiguranje dovoljne čvrste veze između osnovnog metala i zaštite.

Kavitaciona oštećenja u centrifugalnih pumpa prouzrokuju pad pritiska i lošiji stupanj djelovanja pumpe, a s tim u vezi i veći utrošak pogonske energije. Osim toga za uklanjanje posljedica kavitacionog djelovanja na dijelove pumpe pri remontu je potreban znatan utrošak radnog vremena i materijala.

Smanjenje stupnja djelovanja pumpe uslijed kavitacionih oštećenja zorno prikazuje dijagram na sl. 76, snimljen kod jedne velike centrifugalne pumpe. Krivulja *1* prikazuje $Q - \eta$ dijagram nove pumpe, a krivulja *2* prikazuje $Q - \eta$ dijagram iste pumpe snimljen nakon znatnih kavitacionih oštećenja. Smanjenje

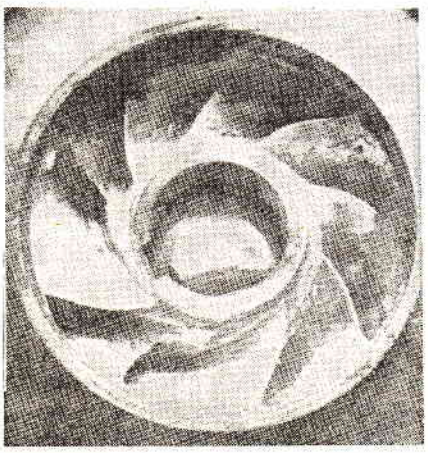
stupnja djelovanja iznosi oko 12 — 14% u odnosu na prvobitnu krivulju $Q - \eta$, a to se smanjenje stupnja djelovanja proteže po cijelom radnom području pumpe. Svakako da će tokom rada pumpe doći do smanjenja stupnja djelovanja i u slučaju da pumpa uopće ne radi u uvjetima kavitacije, ali ovo opadanje stupnja djelovanja najčešće neće preći 5 — 7% ovisno o pogonskim uvjetima i vremenskom razmaku između dva remonta.



Sl. 76 Utjecaj kavitacije na promjenu stupnja djelovanja pumpe
1 — krivulja stupnja djelovanja nove pumpe; 2 — krivulja stupnja djelovanja iste pumpe nakon znatnih kavitacionih oštećenja

Prema tome može se sa sigurnošću računati da u konkretnom slučaju na kavitaciju otpada 5 — 10% smanjenja stupnja djelovanja. Ako se uzme u obzir da troškovi električne energije iznose i do 90% ukupnih pogonskih troškova pumpne stanice postaje razumljivo koliko kavitaciona oštećenja smanjuju ekonomičnost rada postrojenja.

Remont kavitacijom jako oštećenih dijelova centrifugalnih pumpa povezan je s velikim teškoćama, jer se radi o popravku i obradi teško dostupnih dijelova složenih oblika. Zbog toga je postizanje prvobitnih karakteristika pumpe remontom na licu mjesta u takvim slučajevima praktički nemoguće.



Sl. 77 Rotor pumpe oštećen kavitacijom

Kao primjer djelovanja kavitacije kod jedne pumpe za vodu prikazan je na sl. 77. rotor sa dvostranim ulazom tekućine. Pumpa je radila u pogonu nepune dvije godine, od čega je do kavitacije dolazilo samo povremeno, u ljetnim mjesecima, tj. kod niskog vodostaja u bunaru. Kao što se vidi veliki je broj lopatica jako oštećen, a neke su loptaice potpuno nestale.

Iz navedenih razmatranja vidljivo je da kavitacija predstavlja nepoželjnu, a u pojedinim slučajevima čak i opasnu pojavu te je potrebno poduzimati mjere za njezino sprečavanje odnosno barem za smanjenje kavitacije.

Mjere za sprečavanje odnosno smanjenje kavitacije mogu se sumirati u slijedećem pogledu:

1. poznavanje biti problema kavitacije najvažniji je preduvjet za rješenje bilo koje pojave kavitacije;
2. dobro poznavanje stvarnih uvjeta usisavanja kod izbora pumpe;

3. povećanje promjera usisne cijevi, smanjenje dužine usisne cijevi, uklanjanje fazonskih komada iz usisnog cjevovoda — drugim riječima — smanjenje gubitaka u usisnom cjevovodu;
4. primjena posebnih materijala ili nanošenje zaštitnog sloja da bi se smanjilo kavitaciono nagrizanje dijelova pumpe, kad je to opravdano ili kada nema mogućnosti za sprečavanje kavitacije na drugi način;
5. fina obrada površine metala, npr. fino brušenje povećava otpornost prema nagrizanju uslijed kavitacije;
6. buka i vibracije uzrokovane kavitacijom mogu se smanjiti pa i potpuno ukloniti upuštanjem male količine zraka u usis pumpa. To se može izvesti ugradnjom malog priključka za upuštanje zraka i to neposredno uz usisni priključak pumpe. Priključak ne treba imati promjer veći od 3 — 4 mm, a treba biti zatvoren pipcem. Pipac treba tek neznatno otvoriti da bi se upuštale samo male količine zraka. Pri tom treba biti oprezan i ovu mjeru primjenjivati samo iznimno, jer ulazak veće količine zraka može dovesti do prekida usisavanja.

2.62 Galvanska korozija

Galvanska korozija nastaje kao rezultat djelovanja galvanskih struja koje se pojavljuju u slučaju veze dvaju odgovarajućih metala pomoću elektrolita. Veličina korozije zavisi o elektrolitičkoj vodljivosti tekućine, udaljenosti između površina iz različitog materijala kao i o razlici električkog potencijala ovih materijala, tj. o udaljenosti odnosnih materijala u galvanskom redu.

U niže navedenom pregledu naznačen je približan galvanski red onih metala koji se najčešće primijenjuju kod pumpi. Ovaj pregled omogućuje da se dobije uvid u uzajamno djelovanje dvaju metala u prisustvu elektrolita. Što je veća međusobna udaljenost dvaju metala, to će biti jače djelovanje galvanskih struja.

cink
lijevano željezo
lijevano željezo s dodatkom kroma
lijevano željezo s dodatkom kroma i niklja
nerđajući čelik
kositar
olovo

mjed
bronca
legure bakra i niklja
bakar

Kao primjer uzmimo pumpu čije je kućište izvedeno od lijevanog željeza, rotor od bronce, a transportira se tekućina čija je pH vrijednost* 6,1. Kisela tekućina djeluje kao anoda na broncu. To će imati za posljedicu kontinuirano strujanje iona željeza od kućišta prema rotoru. Oni će se skupljati na brončanom rotoru kao željezni oksid i strujom tekućine opet ispirati s rotora. Kroz to vrijeme površina kućišta postaje sve siromašnija na željezu odnosno relativno bogatija na grafitu, što ima za posljedicu da protočna struja tekućine lako odnosi omekšane čestice površine kućišta.

* pH vrijednost tekućine je mjera relativne kiselosti ili lužnatosti tekućine. Tekućina sa *pH = 7,0* je neutralna, *pH od 7 do 14* lužnata, *pH od 7 do 0* kisela.

2.63 Osnovne neispravnosti u radu centrifugalnih pumpa

Široka primjena i različiti uvjeti rada, način kako su pumpe montirane i kako rade u pogonu, stvaraju odgovarajuće mogućnosti za smetnje u radu. Teško je unaprijed propisati definitivne preporuke za utvrđivanje i otklanjanje uzroka općenitih smetnji u radu pumpa. Međutim, uz potpuno poznavanje problematike, a s obzirom na neko određeno postojanje, obično se te smetnje mogu utvrditi i otkloniti. Što više na temelju iskustva s prethodnim sličnim smetnjama, a koje su otklonjene, moguće je učiniti postavke koje mogu biti korisne u otklanjanju uobičajenih uzroka smetnji u radu pumpe.

Nepotpuno zalijevanje — Nepotpuno je zalijevanje često uzrok nepravilnom radu pumpe. Ako pumpa nije dovoljno zalijevana, uopće neće dobavljati ili će njena dobava biti znatno umanjena uz istovremen nemiran i bučan rad.

Ispravno izvršeno zalijevanje bitan je uvjet za dobar rad centrifugalne pumpe. Treba osigurati da su usisna cijev i kućište pumpe potpuno ispunjeni tekućinom. Odzračne pipce na kućištu pumpe treba otvoriti da izađe sav zrak te ih držati otvorene sve dok tekućina ne isteče van slobodno, bez prštanja. Tada treba zatvoriti pipce i pokrenuti pumpu. Ako pumpa dobavlja kontinuiranu, punu struju tekućine, radit će dobro, ukoliko to ne spriječe neki drugi uzroci.

Prekid dobave nakon pokretanja — Ako pumpa odmah nakon pokretanja daje normalnu dobavu, a iza toga njena dobava znatno opada, znak je da se u pumpi nalazi prekomjerna količina zraka.

Zrak može ući u pumpu kroz brtvenicu na usisnoj strani — ako brtvljenje nije osigurano zapornom tekućinom, a može ući i zbog slabo brtvljenih spojeva na usisnom cjevovodu. Zrak može ući u pumpu i uslijed nedovoljnog uranjanja usisne cijevi odnosno usisne košare u tekućinu. Pri pumpanju doći će do vrtloženja na površini tekućine, pa će nastali uirovi uvlačiti i znatnu količinu zraka u usisni cjevovod i pumpu. Osim toga tekućina koja prolazi kroz pumpu često je zasićena zrakom pa i iz nje može doći do izdvajanja zraka.

Centrifugalna pumpa može normalno raditi i uz izvjesnu količinu zraka u tekućini. Ako količina zraka ne prelazi 2 do 3% volumena neće to imati nikakva bitna utjecaja na rad pumpe, a mjehurići zraka prolazit će kroz pumpu zajedno sa česticama tekućine. Ako u pumpi ima više zraka, on će se izdvajati iz tekućine, ali neće se sakupljati pri vrhu kućišta. Centrifugalna sila odbacivat će teže čestice tekućine prema obodu rotora, a zrak će ostati obuhvaćen u njegovom središnjem dijelu. Prema tome ako se za vrijeme rada pumpe otvori odzračni pipac, kroz njega će izlaziti voda, a zrak i dalje ostati zatvoren oko ulaznog otvora rotora.

Ako se količina zraka u pumpi poveća, doći će do smanjenja i dobave pumpe i njenog razvijenog pritiska. Kada se u pumpi nakupi toliko zraka da praktički ispuni sav rotor, dolazi do potpunog prekida dobave.

Uklanjanje zraka pomoću odzračnog pipca moguće je samo kada pumpa ne radi, jer se tada zrak diže do vrha kućišta i može izaći napolje.

Nepovoljna visina dizanja — Ako je pumpa ispravno zalivena i pokrenuta, a ipak ne daje nominalan protok, može biti da je potrebna manometarska visina dizanja mnogo veća od one za koju je pumpa namijenjena i koja je dana na pločici proizvođača. Provjeravanjem manometarske visine dizanja vrši se

točnim manometrom i vakuumetrom koji su spojeni tlačnim odnosno usisnim priključkom pumpe. Ako je manometarska visina dizanja prevelika za pumpu, može se pomoći

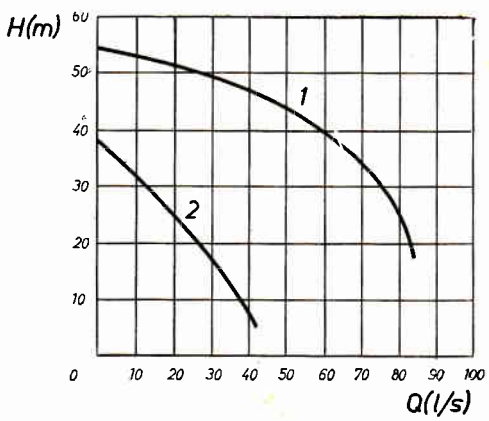
povećanjem broja okretaja,
ugradnjom rotora većeg promjera.

Ako je razvijena manometarska visina dizanja manja od predviđene s obzirom na karakteristiku pumpe doći će do povećanja dobave, a time i do povećanja potrebne pogonske snage pa postoji opasnost od preopterećenja pogonskog motora. Ovdje se može pomoći

smanjenjem broja okretaja,
tokarenjem rotora,
prigušivanjem dobave zasunom.

Krivi smjer okretanja — Uzrok nepravilnom radu može biti i krivi smjer okretanja rotora. Sl. 78. prikazuje karakteristiku jedne pumpe pri ispravnom smjeru okretanja (krivulja *1*) i karakteristiku iste pumpe kod krivog smjera okretanja (krivulja *2*). Ako je ova pumpa trebala dobavljati *60 l/s* kod manometarske visine dizanja *40 m*, krivulja *1* pokazuje da će pumpa to uspješno obavljati kada se okreće u pravom smjeru, ali uopće neće dobavljati, kada će se okretati u krivom smjeru.

Da bi se izbjegla zabuna, suvremene konstrukcije pumpa imaju na kućištu oznaku strelicom koja pokazuje pravi smjer okretanja. Ako se pokaže da se osovina ne okreće u smjeru koji pokazuje strelica, smjer okretanja je kriv i mora se promijeniti.



Sl. 78 Utjecaj krivog smjera okretanja rotora na rad centrifugalne pumpe
1 — karakteristika pumpe kod ispravnog smjera okretanja; 2 — karakteristika pumpe kod obrnutog smjera okretanja

Do suprotnog smjera okretanja može doći i u slučaju da se povratna zaklopka, ugrađena iza pumpe, iz bilo kojeg razloga ne zatvori nakon prestanka rada pumpe. Tada će doći do strujanja tekućine kroz pumpu u suprotnom smjeru te će se rotor pumpe okretati u suprotnom smjeru. Kod toga će broj okretaja u suprotnom smjeru ovisiti o vrsti pumpe, pa može varirati u granicama od oko 175% nominalnog broja okretaja kod niskotlačnih pumpa velikih dobava i velikog specifičnog broja okretaja — kao npr. kod propelernih pumpa, pa do broja okretaja manjeg od nominalnog kod visokotlačnih pumpa malog specifičnog broja okretaja — kao npr. kod višestepenih kotlovskih pojnih pumpa.

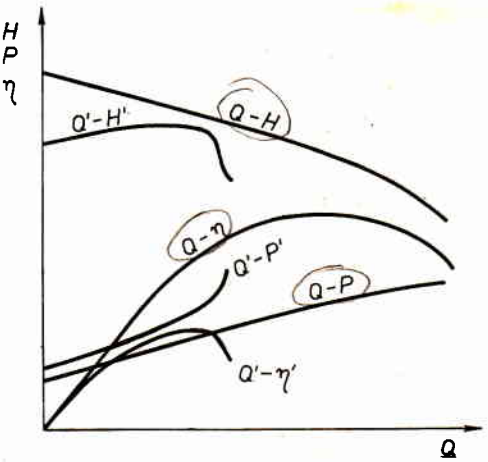
Ako je postignut broj okretaja u suprotnom smjeru veći od nominalnog broja okretaja pumpe, lako može doći do mehaničkih oštećenja čak i kod umjerenog broja okretaja moguća su izvjesna oštećenja.

Kod nekih pumpa u kojih se podmazivanje ležaja vrši pod pritiskom, pumpa za podmazivanje dobiva pogon direktno s osovine glavne pumpe. Ako

se ova okreće u suprotnom smjeru, pumpa za podmazivanje ne može više dobavljati ulje u ležaje nego će što više povući i ulje iz uljnih vodova. Prekidom podmazivanja ležaja doći će do njihovog oštećenja, a može nastupiti i zaribavanje osovine.

Obrnut položaj rotora — Nakon izvršenog remonta treba provjeriti, da li je rotor postavljen na osovinu u pravilnom položaju. Posljedice obrnutog položaja rotora na osovini pokazuju karakteristične krivulje jedne pumpe prikazane na sl. 79. Krivulja $Q - H$, $Q - P$ i $Q - \eta$ pokazuju rad pumpe s ispravno postavljenim rotorom na osovinu, a krivulje $Q' - H'$, $Q' - P'$ i $Q' - \eta'$ pokazuju rad pumpe kod obrnutog položaja rotora. I u jednom i u drugom slučaju pumpa je radila s ispravnim smjerom okretanja.

Začepljeni rotor — Nepravilan rad pumpe može prouzročiti i začepljeni rotor. Kod novog postrojenja mogu u usisnoj cijevi zaostati komadići drva, opeke ili drugog materijala, pa kada se pumpa pokrene sav se taj materijal nanese na rotor i ometa proticanje. Usisna cijev može biti čista, ali usisna košara može biti začepljena lišćem, papirom ili drugim tvarima koje sprečavaju dolazak tekućine do rotora. U jednom i drugom slučaju očigledno je što treba učiniti za normalan rad pumpe.



Sl. 79 Utjecaj obrnutog položaja rotora na karakteristične krivulje centrifugalne pumpe

Bučan rad pumpe — Strojar ili osoblje na održavanju mogu na temelju bučnog rada pumpe zaključiti o kakvom se uzroku smetnje radi. Ako je buka u radu povezana sa praskanjem unutar pumpe, najvjerojatnije je da je uzrok smetnji na usisu pumpe — kavitacija. To se može provejriti pritvaranjem zasuna na tlačnom vjevovodu. Dobava pumpe bit će manja, a time i manje brzine strujanja i manji otpori u usisnom cjevovodu. Pumpa neće trebati razvijati tako veliki vakuum, pa neće doći do isparivanja i njegove posljedice — kavitacije. Prema tome, ako je nakom pritvaranja zasuna praskava buka prestala, dijagnoza je bila ispravna i mogu se poduzeti odgovarajuće mjere za sprečavanje kavitacije.

Tutnjava je u radu pumpe najčešće posljedica nepovoljnih hidrauličkih uvjeta u tlačnom dijelu kućišta pumpe. Do toga dolazi kada je dobava pumpe znatno manja ili znatno veća od one za koju je pumpa predviđena. Pri dobavi u optimalnom području stupnja djelovanja pumpa će raditi daleko tiše nego kod manjih ili većih dobava.

Međutim, treba imati na umu da buka, koja se zamjećuje pri radu pumpe ne mora uvijek imati svoj uzrok u samoj pumpi. Ako su u tlačnom cjevovodu prevelike brzine strujanja, onda može doći do buke, koja se krivo pripisuje radu pumpe.

Bučan rad pumpnog agregata može nastupiti i krivnjom elektromotora kod kojeg do toga dolazi prvenstveno od ventilatora ili ležaja. Buka uzrokovana ventilatorom može se znatno smanjiti, ako se ventilator većeg promjera zamijeni manjim uz odgovarajuću izmjenu lopatica ventilatora.

Buka u radu pumpnog agregata može biti i posljedica vibracija pumpe ili njenog elektromotora. Za uklanjanje vibracija osnovno je dobro centriranje i balansiranje agregata.

Pregled osnovnih neispravnosti u radu centrifugalnih pumpa

Osnovne neispravnosti u radu centrifugalnih pumpa, njihov mogući uzrok i način otklanjanja mogu se izraziti u pregledu koji slijedi.

Neispravnost na radu	Mogući uzrok	Način otklanjanja
Pumpa se ne može pokrenuti	Nepravilan izbor elektromotora (nedovoljna snaga)	Provjeriti i zamijeniti elektromotor
	Zapečenje brtvenih prstena	Rastaviti pumpu, provjeriti zračnost i dovesti ih u potrebne granice
	Ne razvija se vakuum	Za vrijeme rada provjeriti nepropusnost spojeva na usisnoj cijevi
	Zasun na tlačnom cjevovodu nije zatvoren	Zatvoriti zasun, zaliti i pokrenuti pumpu
Nakon pokretanja agregata prekida se dobava	Pumpa i usisna cijev nedovoljon zapunjeni tekućinom	Izvršiti dopunsko zalijevanje
	Propuštanje tekućine kroz povratnu zaklopku na usisnoj košari	Pregledati usisnu košaru i ostraniti uzrok propuštanja
	Ulaženje zraka u usisnu cijev	Provjeriti nepropusnost spojeva na usisnoj cijevi
	Povećanje otpora u usisnoj cijevi radi začepljenja otvora na usisnoj košari	Pročistiti usisnu košaru
	Rotor se okreće u krivom smjeru	Provjeriti smjer okretanja; promijeniti faze elektromotora
	Ulaženje zraka kroz brtvenicu osovine uslijed začepljenja cijevi za dovod zaporne tekućine	Pregledati i očistiti cijevi i zaporni prsten; izmijeniti brtvenu pletenicu
	Začepljeni kanali rotora	Rastaviti pumpu i pročistiti kanale rotora
	Zasun na tlačnom cjevovodu nije dovoljno otvoren	Otvoriti zasun i regulirati dobavnu količinu
	Prevelika vakuummetarska usisna visina	Provjeriti vakuummetarsku usisnut visinu i ako je moguće spustiti pumpu niže (smanjiti geodetsku usisnu visinu)

Neispravnost na radu	Mogući uzrok	Način otklanjanja
Pumpa ne daje potrebnu dobavnu količinu	Prevelika manometarska visina dizanja	Provjeriti i smanjiti otpore u tlačnom cjevovodu
	Stvaranje zračnih jastuka u usisnom i tlačnom cjevovodu	Utvrditi mjesta skupljanja zraka i usisni cjevovod položiti s odgovarajućim usponom prema pumpi Na mjestima skupljanja zraka postaviti odzračne ventile
	Premali broj okretaja pumpe	Tahometrom izmjeriti broj okretaja i osigurati potreban broj okretaja.
	Istrošenost lopatica rotora	Navariti lopatice ili zamijeniti rotor
Pumpa ne razvija potreban pritisak	Premali broj okretaja	Provjeriti broj okretaja i prema potrebi povećati
	Zasun na tlačnom cjevovodu previše otvoren	Pritvoriti zasun i pri tom kontrolirati protočnu količinu
	Začepljeni kanali rotora	Rastaviti pumpu i pročistiti kanale rotora
	Prevelika zračnost između rotora i kućišta pumpe uslijed istrošenosti brtvenih prstena	Izmijeniti istrošene brtvene prstene
Snažan šum u pumpi, pucketanje, pumpa se trese	Pojava kovitacije	Izmijeniti režim rada pumpe; smanjiti usisnu visinu
	Udari rotora uslijed ekscentričnog položaja na osovini	Centrirati rotor na osovini
	Slabi temelji; popustili temeljni vijci	Kontrolirati temelje; pritegnuti temeljne vijke
Brtvenice propuštaju	Brtva istrošena ili nepravilno pritegnuta	Izmijeniti brtvu; jednoliko pritegnuti obod; brtvenice i regulirati
Brtvenice se suviše griju	Brtva istrošena; previše pritegnut obod brtvenice	Izmijeniti brtvu; regulirati pritezanje brtvenice
Grijanje ležaja	Ulje onečišćeno; ulje loše kvalitete	Promijeniti ulje; ležaj isprati petrolejem ili naftom; naliti kvalitetno, čisto ulje
	Začepljenje uljnih kanala	Pročistiti kanale i oprati ih petrolejem ili naftom
	Nedovoljna količina ulja	Doliti ulje do oznake na uljokazu
	Simetrale osovine i ležaja nisu u istoj ravnini; osovina leži koso	Kontrolirati položaj osovine i otkloniti nagib

2.7 KONTROLA RADA I ODRŽAVANJE CENTRIFUGALNIH PUMPA

2.71 Pogonska kontrola pumpnog agregata

Za vrijeme rada pumpnog agregata strojar je dužan kontrolirati rad pumpe:

— praćenjem pokaznih instrumenata (protočno mjerilo, manometar, vakuumetar, ampermetar, voltmetar, vatmetar);
— osluškivanjem karakterističnog zvuka pumpe.

U prvom razdoblju eksploatacije pumpnog agregata može nastupiti nejednoliko slijeganje temelja, pa to može dovesti do kosog položaja osovine i kao posljedicu do pregrijanja ležaja i brtvenica. Može doći i do odstupanja od normalne zračnosti između rotora i brtvenih prstena pa čak i do struganja rotora o nepokretne dijelove.

U toku eksploatacije pumpnog agregata potrebno je voditi brigu da ne dođe do trošenja rotorskih lopatica. Treba redovno kontrolirati nepropusnost spojeva pod pritiskom, zatezati matice spojnih vijaka te prema potrebi pritezati temeljne vijke. Osim toga redovna kontrola ležaja i brtvenica jedan je od osnovnih uvjeta pogonske sigurnosti pri radu pumpe te ovoj kontroli treba posvetiti naročitu pažnju.

Očitanje manometra i vakuumetra — Manometri i vakuumetri kod pumpa redovno su opskrbljeni pipcima na priključnoj cijevi te je na taj način omogućeno njihovo uključivanje samo za vrijeme očitanja. Ovi instrumenti trebaju pokazivati normalni radni pritisak i vakuum. Odstupanja od normalnog očitanja ukazuju na poremećaj u normalnom radu pumpe. Do tih odstupanja može doći uslijed začepljenja otvora na usisnoj košari ili uslijed uvlačenja zraka kroz usisnu košaru kao i uslijed propuštanja na spojevima usisnog ili tlačnog cjevovoda.

Ako vakuumetar pokaže naglo smanjenje vakuuma, to može biti posljedica potpunog izbijanja brtve na nekom spoju usisnog cjevovoda i prodora veće količine zraka u cjevovod. Nagli pad pritiska na manometru može ukazati na lom tlačnog cjevovoda. S druge pak strane porast pritiska iznad normalnog može biti izazvan prekomjernim zatvaranjem zasuna na tlačnom cjevovodu.

Za vrijeme rada pumpnog agregata strojar je dužan pratiti i pokazivanja električnih instrumenata. Normalna očitanja ampermetra i vatmetra trebaju biti označena crvenom crtom. Svako odstupanje od normalnog pokazivanja ukazuje na neku neispravnost u radu pumpnog agregata.

Kontrola rada ležaja — Kod prvog stavljanja pumpe u pogon potrebno je kontrolirati temperaturu ulja u ležajima. Temperatura ulja mjeri se kod većih pumpa termometrom, dok se kod manjih pumpa može kontrolirati stavljanjem ruke na kućište ležaja. Na mnogim suvremenim pumpnim stanicama primijenjuju se i električki termometri s daljinskim prenošenjem mjerne vrijed, nosti u kontrolni centar ili upravljačko mjesto.

Temperaturu ulja treba izmjeriti prije pokretanja agregata, a nakon pokretanja temperaturu kontrolirati zapisivanjem očitanja termometra kroz svakih 5 do 10 minuta, sve dok se ne utvrdi konstantna pogonska temperatura. Temperatura ulja, odnosno ležaja ne treba preći preko 50 — 70°C, već prema temperaturi okoline. Ako temperatura ležaja pređe normalnu pogonsku tem-

peraturu odnosno dozvoljenu granicu, potrebno je zaustaviti agregat i utvrditi uzrok pregrijavanju.

Znatno pregrijavanje ležaja može nastupiti kao posljedica prljavog ulja, loše obrade kliznih površina ili uslijed nedovoljne količine maziva. Potrebno je pregledati i prstene za podmazivanje te ustanoviti da li se slobodno okreću zajedno s osovinom i da li podjednako raspršuju ulje. Nivo ulja u ležaju treba uvijek održavati do oznake na uljokazu. U slučaju kotrljajućih ležaja povišenje temperature može nastupiti i uslijed prevelike količine ulja u ležaju. To naročito dolazi do izražaja kod većih brojeva okretaja. Tada trenje u mazivu izaziva abnormalno povišenje temperature.

U toku prvog mjeseca rada pumpe ulje treba mijenjati svakih 100 do 120 sati rada. Kasnije je dovoljno da se ulje mijenja nakon 500 do 600 sati rada pumpe.

Kontrola brtvenica — Za vrijeme rada pumpe potrebno je kontrolirati i stanje brtvenica. Poslije prvog pokretanja pumpe treba regulirati zatezanje oboda brtvenice. Normalan je rad brtvenice onda kada kroz brtvenicu kaplje tekućina u pojedinačnim kapima a temperatura brtvenice ne prelazi 60 C.

Prekomjerno zatezanje brtvenice dovodi do njenog pregrijavanja i do povećanog utroška pogonske energije. Ako je ona opet nedovoljno pritegnuta, doći će do prevelikog curenja tekućine kroz brtvenicu.

U brtvenica kod kojih se brtvljenje pojačava zapornom vodom potrebno je voditi brigu o dovodnim cijevima zaporne vode do brtvenice. Te cijevi trebaju biti uvijek čiste.

Pri primjeni brtvenih pletenica treba imati na umu da se one tokom rada troše i gube svoja elastična svojstva te više dovoljno ne brtve zračnost između osovine i kućišta pumpe. Istrošenu pletenicu treba zamijeniti novom.

2.72 Održavanje centrifugalnih pumpa

Strojar u pumpnoj stanici kroz cijelo vrijeme rada pumpnog agregata treba voditi brigu o radu pojedinih elemenata i agregata kao cjeline. Sve zamijećene nedostatke i neispravnosti u radu agregata treba bilježiti u pogonski dnevnik koji na taj način postaje osnovni dokument za ocjenu rada pumpnog agregata. Na temelju bilježaka iz pogonskog dnevnika i pregleda agregata određuje se karakter i dojam remontnih radova.

Radovi na održavanju pumpnih agregata dijele se na planske i na neplanske. U planske radove ubrajaju se tekuće održavanje i generalni remont, dok do neplanskih radova dolazi u slučaju kvara pumpnog agregata. Pravovremeno vršenje planskih radova osigurava ispravan rad agregata i spriječava odnosno smanjuje mogućnost iznenadnog kvara u pogonu.

Pod tekućim održavanjem podrazumijevaju se radovi koji se vrše u toku eksploatacije pumpe. Tekuće održavanje je preventivna mjera koja osigurava normalan rad pumpnog agregata u razdoblju između dva generalna remonta.

Pri tekućem održavanju pumpa se ne rastavlja potpuno, nego se rastavljaju i pregledavaju pojedini sklopovi. Pumpa se čisti od prljavštine i masnoća, vrši se izmjena ulja, čiste se kanali za podmazivanje, pregledava se rotor, zamijenjuje se istrošena brtva, regulira se pritezanje brtvenice, provjerava se stanje osovine, izmijenjuju se istrošeni brtveni prsteni između kućišta i rotora, pritežu se temeljni vijci i slično.

Pri generalnom remontu vrši se potpuno rastavljanje svih dijelova pumpe, vrše se svi radovi tekućeg održavanja, a osim toga, svi istrošeni dijelovi i sklopovi zamijenjuju se novima. Nakon generalnog remonta pumpni agregat mora u potpunosti odgovarati svim zahtjevima i tehničkim uvjetima koji se postavljaju i za novi agregat.

Postavljanje roka generalnog remonta kod centrifugalnih pumpa složen je problem i vrlo je teško dati opća pravila koja bi se mogla primijeniti za sve pogonske slučajeve. Na vremenski razmak od jednog do drugog generalnog remonta utječe u većoj ili manjoj mjeri čitav niz faktora, kao npr. namjena pumpe, konstrukcija i materijal pumpe, vrsta tekućine koja se transportira, prosječno dnevno vrijeme rada pumpe itd. Osim ovih čisto tehničkih elemenata u obzir treba uzeti i ekonomske pokazatelje, kao npr. uspoređivanje troškova generalnog remonta u odnosu na uštedu u pogonskim troškovima s obzirom na to da će se dotjerivanjem unutarnjih zračnosti postići manji utrošak snage.

Prema tome kod neke pumpe koja radi pod vrlo teškim uvjetima može biti potrebno da se generalni remont vrši svakog mjeseca, dok će u nekom drugom slučaju biti dovoljno da se generalni remont vrši svake 2 do 4 godine pa i rjeđe.

Većina konstruktora i stručnjaka za pumpe smatra da pumpu ne treba otvarati radi pregleda sve dok se stvarno ne pokaže da je remont potreban. To će biti u slučaju naglog smanjenja dobave ili pritiska pumpe ili ako zvuk pumpe ili preopterećenje motora ukazuju na neku neispravnost. Ovdje treba pomenuti da odgovarajući mjerni instrumenti, naročito za mjerenje protočne količine i pritiska, predstavljaju preduvjet za zadovoljavajući rad i vijek trajanja centrifugalne pumpe.

U svakom pogonu treba postaviti određene vremenske rokove u kojima treba obvezno izvršiti ispitivanje i kontrolno snimanje karakteristika pumpe te rezultate tog ispitivanja usporediti s karakteristikama pumpe, koje su dobivene kod prvobitnog ispitivanja nakon montaže pumpe. Redovno kontroliranje karakterističnih krivulja pumpe omogućit će da se svako odstupanje od normalnih radnih uvjeta vrlo brzo utvrdi te nakon toga prema potrebi izvrši remont. Rezultati pogonskog ispitivanja moraju biti mjerodavni za utvrđivanje da li je nastupilo prekomjerno trošenje dijelova pumpe koje bi zahtjevalo generalni remont. U svakom slučaju kod individualnih pumpnih agregata ili pumpnih stanica u sklopu industrijskog postrojenja — kod kojih se najčešće radi o nekoliko različitih pumpa — pri određivanju potrebe generalnog remonta ne treba se oslanjati na broj sati pogona, mjeseca ili godine rada pumpe, nego potrebu za remontom treba utvrditi na temelju rezultata pogonskih mjerenja to više što je pogonsko ispitivanje mnogo jednostavnije i jeftinije nego rastavljanje pumpe radi pregleda, a osim toga nn zahtjeva izdvajanje pumpe iz pogona.

Kod vodovodnih pumpnih postrojenja, u rafinerijama nafte, u velikim kemijskim industrijama i sličnim pogonima — u kojih su pumpe osnovni stroj u tehnološkom procesu — održavanju pumpa posvećuje se posebna pažnja vodi se točna evidencija o pregledima, remontima, izmjeni pojedinih dijelova i slično. U takvim pogonima mogu se i na temelju iskustva postaviti rokovi za generalne remonte postojećih pumpa, kao i za novo nabavljene slične pumpe ili pumpe koje će raditi pod sličnim pogonskim uvjetima.

Drugim riječima, ako je praksa pokazala da serija istih pumpa u nekom pogonu dozvoljava kontinuirani rad od 20.000 sati bez potrebe generalnog remonta, novo ugrađenu dodatnu pumpu u pravilu neće trebati otvarati dok ne prođe 20.000 sati rada. S druge strane, ako se neka pumpa, koja radi pod vrlo teškim pogonskim uvjetima, te zahtjeva pregled svaka tri mjeseca, zamijeni pumpom od boljeg materijala i solidnije konstrukcije, najbolje će biti da se pregleda u tromjesečnim intervalima, sve dok se ne ustanove stvarno potrebni intervali pregleda.

U slučaju postojanja indikacija da je pumpa ugrožena od korozije ili erozije — kao npr. kada se primijenjuje obična pumpa za pumpanje kemikalija koje korodivno djeluju na materijal iz kojeg je pumpa izrađena — preporuča se da se pumpa pregleda kratko vrijeme iza puštanja u pogon te iza toga u češćim vremenskim intervalima sve dok se ne utrdi stvarni vijek trajanja materijala pumpe u određenim pogonskim uvjetima. Ovi su pregledi potrebni radi toga što se koroziono ili eroziono nagrizanje dijelova pumpe neće odmah primijetiti na snimljenoj karakteristici pumpe za vrijeme pogonskih ispitivanja, pa ako ovo djelovanje traje duže vrijeme može doći i do potpunog uništenja pumpe.

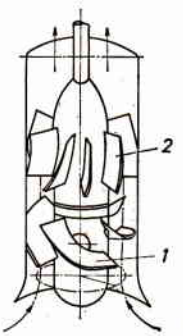
Pa i onda, kada se remont pumpa vrši tek na temelju rezultata pogonskih ispitivanja ili na temelju utvrđenih vremenskih intervala, treba uzeti u obzir i psihološki faktor odnosa čovjek — stroj. Ako strojar, koji poslužuje pumpu, izgubi u nju povjerenje, doći će do nezdrave situacije u pogonu. U tom slučaju treba omogućiti otvaranje i pregled pumpe i prije utvrđenog roka, jer je povjerenje strojara u opremu koju poslužuje mnogo važnije od činjenice da se je pumpa za vrijeme svog vijeka trajanja nekoliko puta nepotrebno rastavljala.

2.8 OSTALE VRSTI ROTACIONIH PUMPA

2.81 Propelerne pumpe

Propelerne pumpe su pumpe u kojima se tekućina giba paralelno sa simetralom pumpe te se zato često nazivaju i aksijalne pumpe. Predaja mehaničke energije česticama tekućine vrši se pomoću rotorskih lopatica pa čestice tekućine uz osnovno aksijalno gibanje dobivaju i izvjesno rotaciono gibanje.

Na sl. 80. prikazana je shema propelerne pumpe. Tekućina prolazi kroz rotor (1) i uslijed okretanja njegovih lopatica dobiva izvjesno rotaciono gibanje. Prolazom pak kroz nepomične lopatice statora (2) ovo se rotaciono gibanje umiruje i struja tekućine ponovno se usmjerava u aksijalnom pravcu i odlazi iz pumpe.



Sl. 80 Shematski prikaz propelerne pumpe
1 — rotor; 2 — stator

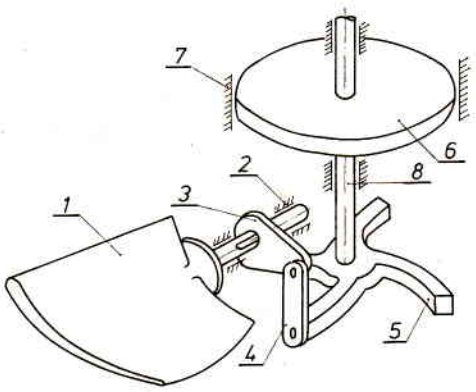
Propelerne pumpe pripadaju grupi najbrzohodnijih pumpa. Njihov se specifični broj okretaja kreće od 600 — 2 000. Uslijed velike brzohodnosti propelerne su pumpe znatno manje otporne prema kavitaciji pa to dovodi i do

potrebe za negativnom geodetskom usisnom visinom, tj. rotor propelerne pumpe se uranja u tekućinu koja se pumpa.

Propelerne pumpe imaju visok stupanj djelovanja, a izvode se kapaciteta od *0,1 — 30* m^3/s kod visina dizanja koje obično ne prelaze *4 — 6 m*. Za veće visine dizanja — od *10 do 12 m* — primijenjuju se dvostepene propelerne pumpe.

Propelerne pumpe su jednostavne i zbijene konstrukcije. U usporedbi sa centrifugalnim pumpama imaju znatno manju masu, a mogu se koristiti i za pumpanje blatnih tekućina.

Rotor propelernih pumpa sastoji se od hidraulički pogodno oblikovane glavine i lopatica obično 3 do 6. Po svom obliku rotor propelerne pumpe podsjeća na brodski propeler, pa su zato ove pumpe i dobile naziv propelerne pumpe.



Sl. 81 Zakretni mehanizam lopatica rotora propelerne pumpe

1 — lopatica; 2 — ležaj; 3 — poluga; 4 motka; 5 — križni elementi; 6 — klip; 7 — cilindar servomotora; 8 — klipnjača

Rotorske lopatice mogu biti fiksirane u glavini ili mogu biti tako pričvršćene da se kut priklona lopatica može mijenjati u širokim granicama.

Na sl. 81. shematski je prikazan zakretni mehanizam lopatica rotora propelerne pumpe. Vreteno lopatice (1) može se okretati u ležaju (2) izvedenom u glavini rotora. Za vreteno je učvršćena poluga (3) koja je preko motke (4) povezana sa križnim elementom (5). Aksijalnim pomicanjem križnog elementa gore—dolje dolazi do zakretanja rotorskih lopatica. Aksijalno pomicanje križnog elementa vrši se pomoću servomotora. U cilindru (7) giba se klip (6), čija je klipnjača povezana sa križnim elementom. I servomotor je smješten u glavini rotora, a potrebno mu se ulje za pokretanje dovodi kroz šuplju osovinu.

Karakteristične krivulje $Q-H$, $Q-P$ i $Q-\eta$ propelernih pumpa razlikuju se od odgovarajućih krivulja centrifugalnih pumpa. Na sl. 82. prikazane

Sl. 82 Karakteristične krivulje propelerne pumpe

su karakteristične krivulje jedne propelerne pumpe. U odnosu na centrifugalne pumpe najveća i najbitnija razlika je u karakteru krivulje $Q - P$. Kod propelernih pumpa kod smanjenja dobave dolazi do znatnog porasta potrebne pogonske snage. To se objašnjava time što smanjenjem protoka kod propelernih pumpa dolazi do povećanog radijalnog strujanja u smjeru od glavine prema vanjskom obodu lopatica pa dolazi do stvaranja prstenastih vrtloga i dodatnih hidrauličkih otpora — koji postižu svoju maksimalnu veličnu kod $Q = O$. Ako se usporedi potrebna snaga za pogon pumpe kod dobave koja odgovara maksimalnom stupnju djelovanja s potrebnom snagom kod $Q = O$ — dakle kod zatvorenog zasuna na tlačnom cjevovodu vidi se, da je u radu propelerne pumpe kod zatvorenog zasuna potrebna gotovo dvostruko veća snaga od nominalne.

Premda propelerne pumpe imaju općenito visok stupanj djelovanja, optimalno je područje njihova rada prilično ograničeno. Malo veće odstupanje dobave od nominalne ima za posljedicu već znatno smanjenje stupnja djelovanja.

Na temelju navedenih pogonskih karakteristika propelernih pumpa mogu se postaviti i slijedeći osnovni pogonski principi:

1) pokretanje propelernih pumpa treba vršiti kod otvorenog zasuna na tlačnom cjevovodu;
2) reguliranje dobave propelerne pumpe ne treba vršiti pritvaranjem zasuna nego uređajima koji će osigurati visok stupanj djelovanja pumpe u svim radnim uvjetima.

To omogućuju:

— pogonski motori u kojih se može mijenjati broj okretaja,
— hidrauličke i elektromagnetske spojke koje omogućuju promjenu broja okretaja pumpe i uz konstantan broj okretaja pogonskog motora,
— rotori sa zakretnim lopaticama u kojih promjena kuta priklona lopatica omogućuje rad propelerne pumpe uz visok stupanj djelovanja kod svih radnih uvjeta.

2.82 Poluaksijalne pumpe

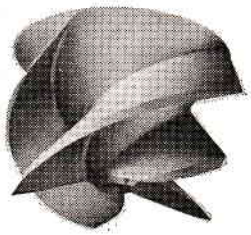
Poluaksijalne pumpe namijenjene su za dobave većih količina tekućine na relativno ne velike visine. Područje njihove primjene nalazi se između područja primjene centrifugalnih i propelernih pumpa, pa se one po svojim svojstvima i konstruktivnim karakteristikama mogu smatrati kao prijelazan oblik između centrifugalnih i propelernih pumpa.

S jedne strane specifični broj okretaja poluaksijalnih pumpa znatno je veći nego kod centrifugalnih pumpa; kreće se između $n_s = 300 - 600$. Veći specifični broj okretaja dozvoljava manje dimenzije cijele pumpe, a time i manju cijenu koštanja.

S druge strane karakteristika poluaksijalne pumpe položajnija je od karakteristika propelerne pumpe (v. sl. 22) što je znatna prednost; naime, pri radu pumpe izvan optimalnog područja stupnja djelovanja isti polaganije opada nego kod propelernih pumpa.

Kod poluaksijalnih pumpa tekućina se u rotoru ne giba duž osi, kao kod propelernih pumpa, a niti ne mijenja smjer gibanja od aksijalnog u radijalni kao kod centrifugalnih pumpa. Gibanje tekućine u rotoru poluaksijalne pumpe

vrši se kao po nekoj dijagonali, koja zatvara izvjestan kut s osovinom pumpe. Zbog toga poluaksijalne pumpe često nazivaju i dijagonalne pumpe. S obzirom na to da se rotor poluaksijalne pumpe često izvodi u obliku sličnom vijku (sl. 83), poluaksijalne pumpe se više puta nazivaju i vijčane pumpe.



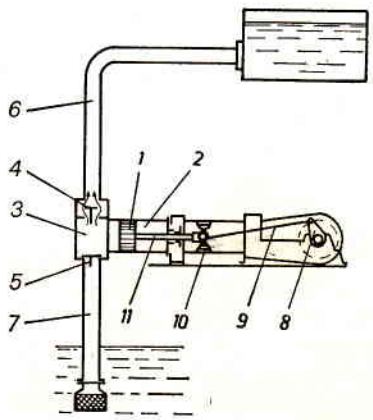
Sl. 83 Rotor poluaksijalne pumpe

3. KLIPNE PUMPE

3.1 OPĆENITO O KLIPNIM PUMPAMA

3.11 Rad klipne pumpe

Na sl. 84. shematski je prikazan presjek jedne horizontalne jednoradne klipne pumpe sa glavnim sastavnim dijelovima. U cilindru pumpe (2) pomiče se klip (1) i vrši pravocrtno gibanje lijevo — desno. Prostor u cilindru s lijeve strane klipa stvara radnu komoru (3) u čijem se gornjem dijelu nalazi tlačni ventil (4), a u donjem dijelu usisni ventil (5). S gornje strane radne komore priključen je tlačni cjevovod (6), dok je s donje strane priključena usisna cijev (7), koja završava usisnom košarom.



Sl. 84 Klipna pumpa i glavni sastavni dijelovi

1 — klip; 2 — cilindar; 3 — radna komora; 4 — tlačni ventil; 5 — usisni ventil; 6 — tlačni cjevovod; 7 — usisna cijev; 8 — koljenčasta osovina; 9 — ojnica; 10 — križna glava; 11 — klipnjača

Pumpa dobiva pogon preko koljenčaste osovine (8) vezane pogonskim strojem. Rotaciono gibanje koljenčaste osovine prenosi se preko ojnice (9) na kružnu glavu (10) koja ima zadatak da rotaciona gibanje koljenčaste osovine pretvori u pravocrno gibanje klipnjače (11) na čijem se kraju nalazi klip pumpe.

Ako su radna komora cilindra i usisni vod napunjeni tekućinom, pri gibanju klipa na desno, on će osloboditi prostor u cilindru jednak volumenu klipa odnosno jednak onom dijelu njegovog volumena za koliko se je klip pomakao u desno. Čim se klip pomakne, smanji se pritisak tekućine u radnoj komori te se poremeti ravnoteža između pritiska u komori, stupca tekućine u usisnoj cijevi i atmosferskog pritiska koji djeluje na slobodnu površinu bunara

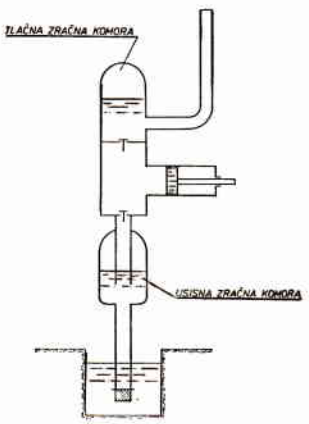
ili dovodnog rezervoara. Usisni se ventil otvara i kroz usisnu cijev ulazi u radnu komoru količina tekućine koja odgovara volumenu koji je klip oslobodio svojim gibanjem u desno. Kada klip dođe u svoj desni mrtvi položaj, usisni se ventil zatvara djelovanjem vlastite mase kao i uslijed pritiska ventilske opruge. Time je završen proces usisavanja, koji je omogućen djelovanjem atmosferskog pritiska.

Proces potiskivanja počinje povratnim gibanjem klipa u lijevo. Uslijed toga poraste pritisak u radnoj komori cilindra i uzazove otvaranje tlačnog ventila. Dok klip dođe u svoj lijevi mrtvi položaj, istisne iz cilindra količinu tekućine koja odgovara volumenu cilindra te ju kroz tlačnu cijev potiskuje do potrošača odnosno prijemnog rezervoara. Kod lijevog mrtvog položaja klipa zatvara se tlačni ventil i time je završen proces potiskivanja. Nakon toga se klip opet giba u desno, usisni ventil se otvara, vrši se usisavanje i čitav se proces ponavlja.

Iz opisa procesa usisavanja i potiskivanja vidljivo je da se pritisak u cilindru pumpe i radnoj komori i kod usisavanja i kod potiskivanja može mijenjati u širokim granicama. Veliki utjecaj na amplitudu kolebanja pritiska imaju sile inercije stupca tekućine u usisnom i tlačnom cjevovodu. Da bi se ublažio utjecaj ovih sila inercije, često se puta klipnim pumpama dodaju zračne komore.

Već prema potrebi, zračne se komore mogu postaviti i na usisnom i na tlačnom cjevovodu. Zračna se komora na usisnom cjevovodu zove usisna zračna komora, a na tlačnom cjevovodu tlačna zračna komora.

Na sl. 85. prikazana je klipna pumpa s usisnom i tlačnom zračnom komorom. Usisna zračna komora postavlja se u neposrednoj blizini pumpe. S gornje strane u usisnu komoru ulazi kratka dovodna cijev koja spaja radnu komoru pumpe s usisnom zračnom komorom. Na donju stranu usisne zračne komore priključuje se usisni cjevovod.



Sl. 85 Klipna pumpa sa usisnom i tlačnom zračnom komorom

Donji dio usisne zračne komore ispunjen je tekućinom, dok se s gornje strane nalazi zrak pod potlakom. Za vrijeme usisnog hoda klipa tekućina se dovodnom cijevi usisava u radnu komoru pumpe pa se uslijed toga nivo tekućine u zračnoj komori smanjuje; volumen zraka u komori se povećava, pritisak mu se smanjuje, a tekućina se iz bunara ili dovodnog rezervoara diže po usisnoj cijevi i puni zračnu komoru sve dok se ponovno ne uspostavi ravnoteža. Makar se uslijed nejednolikog gibanja klipa i mijenja količina tekućine koja se usisava iz zračne komore, kod dovoljnih dimenzija zračne komore nivo tekućine će se u njoj neznatno mijenjati, pa će dotok tekućine kroz usisni cjevovod biti gotovo jednolik. Na taj način sile inercije dolaze do izražaja samo u kratkoj dovodnoj cijevi, pa je kod pumpe s usisnom zračnom komorom pritisak usisavanja postojaniji nego kod pumpe bez te komore.

Tlačna zračna komora postavlja se, također, neposredno uz pumpu. I u ovoj komori nalazi se s donje strane tekućina, a s gornje zrak. Tlačnoj zračnoj komori je zadatak da omogući jednoliku dobavu i jednoliki pritisak u tlačnom vjevovodu. Tlačna zračna komora u znatnoj mjeri smanjuje i preopterećenje pogonskog motora pri pokretanju pumpe, jer se između klipa pumpe i mase tekućine u tlačnom cjevovodu nalazi zračni jastup koji djeluje kao amortizer.

Uključivanjem zračnog jastuka u rad pumpe praktički samo ona količina tekućine koja se nalazi u pumpi slijedi gibanje klipa, te se prema tome ubrzava i usporava, dok se tekućina u usisnom i tlačnom cjevovodu kreće približno konstantnom brzinom. Međutim, primjenom zračnih komora nejednolikost u radu pumpe — a s tim u vezi i nejednakost opterećenja pogonskom motora — ne može se potpuno otkloniti. Da bi se ta nejednolikost što više smanjila, izvedena su nova konstruktivna rješenja klipne pumpe i to dvoredne, diferencijalne, dvocilindrične i višecilindrične pumpe.

3.12 Podjela klipnih pumpa

Prema načinu rada, one vrste klipnih pumpa koje su najčešće u upotrebi, dijele se na

jednoradne,
dvoradne,
diferencijalne.

Osnovni tip klipne pumpe predočuje jednoradna klipna pumpa. Jednoradne klipne pumpe su takve pumpe u kojih je pri radu u dodiru s tekućinom samo jedna i to uvijek ista strana klipa.

Dvoradne klipne pumpe su takve pumpe u kojih je i jedna i druga strana klipa u dodiru s tekućinom. U ovih pumpa svaka strana klipa nezavisno od druge usisava i potiskuje tekućinu.

Diferencijalne su klipne pumpe one u kojih se tekućina potiskuje s obje strane klipa, ali ne nezavisno, jer usisavanje vrši samo jedna strana klipa.

Prema vrsti klipa klipne se pumpe dijele na:

pumpe s tanjurastim klipovima,
pumpe s dugoljastim klipovima,
pumpe s prolaznim klipovima.

Tanjurasti klipovi su kratki, a brtvljenje se između klipa i cilindra vrši prstenima ili manžetama. Duguljasti klipovi su izvanredno duži, a brtvljenje se vrši brtvenicom s vanjske strane cilindra. Prolazni klipovi su oni kroz koje u procesu potiskivanja prolazi tekućina.

Prema broju cilindara klipne se pumpe dijele na:

jednocilindrične,
dvocilindrične,
višecilindrične.

Sve ove tri vrste pumpa mogu se izvoditi i kao jednoradne i kao dvoradne. Jednocilindrične pumpe većinom se izvode kao jednoradne pumpe s dugoljastim klipovima ili kao dvoradne pumpe s tanjurastim klipovima.

Dvocilindrične pumpe najčešće se izvode kao dvoradne s tanjurastim klipovima pri čemu njihova koljenčasta osovina ima koljena međusobno pomaknuta za 90°. Ovakva izvedba omogućuje da se za vrijeme jednog okretaja

koljenčaste osovine izvrše četiri usisavanja odnosno potiskivanja. Uslijed toga je njihova dobava relativno ravnomjerno.

Višecilindrične pumpe dobivaju se vezivanjem klipova više cilindara na zajedničku koljenčastu osovinu. Od višecilindričnih pumpa gotovo isključivo se primijenjuju trocilindrične pumpe koje se uvijek izvode kao jednoradne i sa dugoljastim klipovima, a koljena koljenčaste osovine međusobno su im pomaknuta za 120°. Primijenjuju se za vrlo visoke pritiske. U iznimnim slučajevima izvode se i kao difirencijalne klipne pumpe.

Prema položaju pravca gibanja klipa klipne se pumpe dijele na

horizontalne (ležeće),
vertikalne (stojeće).

Kod većih postrojenja uvijek se primijenjuju horizontalne klipne pumpe, jer omogućavaju lakšu montažu. Njima se daje prednost i kada uvjeti rada zahtijevaju naročito čvrstu izvedbu i kada stoji na raspolaganju dovoljno prostora. Ako nema dovoljno prostora, kao npr. kod brodova, koriste se vertikalne klipne pumpe.

Prema vrsti pogona klipne se pumpe dijele na:

ručne,
s transmisijom,
motorne,
parne.

Kao ručne pumpe izvode se samo male pumpe i njihovo područje primjene vrlo je ograničeno. U poljoprivredi dolazi u obzir mogućnost korištenja raznih pogonskih strojeva, pa se tamo primijenjuju i klipne pumpe s transmisijom — remenski prijenos.

Motorni pogon klipnih pumpa može se vršiti direktnim spajanjem s elektromotorom, vodnom turbinom, dizel ili benzinskim motorom, parnim strojem, parnom turbinom ili s motorom na komprimirani zrak.

Parne klipne pumpe mogu biti simpleks (jednocilindrične) i dupleks (dvocilindrične). U ovih se pumpa klipovi i cilindra za tekućinu i parnog cilindra nalaze na zajedničkoj klipnjači. Pumpe nemaju koljenčaste osovine, nego se pogon vrši direktno djelovanjem klipa parnog cilindra.

Često se puta klipne pumpe dijele i s obzirom na druge karakteristike, na primjer, prema razvijenom pritisku — na niskotlačne, srednjetlačne i visokotlačne; prema broju okretaja — na sporohodne i brzohodne, itd.

3.13 Osnovna svojstva klipnih pumpa

Osnovne su prednosti klipnih pumpa, koje su i uvjetovale njihovu široku rasprostranjenost slijedeće:

1) mogućnost transportiranja najrazličitijih tekućina — hladnih i vrućih, gustih i vrlo rijetkih, čistih i s primjesama pa i abrazivnih;
2) nezavisnost dobave od razvijenog pritiska što omogućuje transport i onih tekućina u kojih se viskozitet znatno mijenja ovisno o temperaturi;
3) dobra usisna sposobnost;
4) mogućnost postizavanja vrlo visokih pritisaka kod bilo koje pa i neznatne dobavne količine;
5) visoki stupanj djelovanja.

Osim ovih prednosti klipne pumpe imaju i određene nedostatke a to su:

1) sporohodnost, što kod većih dobavnih količina ima za posljedicu velike dimenzije pumpa i njenu veliku težinu;
2) relativna složenost konstrukcije;
3) nejednolična dobava za čije je smanjenje u nizu slučajeva potrebno izvoditi zračne komore.

Parne su klipne pumpe osim toga neekonomične i s obzirom na potrošak pare. Međutim, ove pumpe imaju i drugih prednosti i to:

1) jednostavnije su konstrukcije nego ostale klipne pumpe;
2) siguran rad;
3) jednostavnu regulaciju dobave bez obzira na razvijen pritisak većim ili manjim otvaranjem ventila za upuštanje pare;
4) nema opasnosti od izbijanja požara pri pumpanju lako upaljivih tekućina.

Treba spomenuti da u slučaju porasta otpora u cjevovodu kod parne klipne pumpe automatski se smanjuje broj hodova i smanjuje dobava, a povećava se pritisak. Osim toga da bi se povećala ekonomičnost parne klipne pumpe, para koja je izvršila rad u pumpi može se koristiti za potrebe grijanja ili u tehnološkom procesu.

U suvremenim pupnim postrojenjima kao pogonski motori za klipne pumpe prvenstveno se koriste elektromotori. Reguliranje količine dobave kod klipnihpumpa s elektromotornim pogonom vrši se

odvođenjem dijela tekućine iz tlačnog u usisni cjevovod;

promjenom duljine hoda klipa.

Prvi način regulacije dobavne količine nije ekonomičan i primijenjuje se samo onda kada ekonomičnost pogona nema bitno značenje. Pumpe s promjenljivim hodom klipa složenije su u konstruktivnom pogledu, ali rade ekonomično u širokom intervalu dobave.

Kod pumpa koje dobivaju pogon od parnog stroja ili od motora s unutarnjim izgaranjem regulacija dobavne količine može se vršiti promjenom broja okretaja. Primjena takvog načina regulacije kod pumpa s elektromotornim pogonom zahtijeva posebne uređaje za regulaciju broja okretaja elektromotora pa to poskupljuje i čini složenijom i montažu i eksploataciju pumpnog postrojenja.

3.2 OSNOVNI TEORETSKI POJMOVI

3.21 Zakon gibanja klipa

Sve klipne pumpe s motornim pogonom pokreću se pomoću svoje koljenčaste osovine koja se okreće s određenim brojem okretaja. Međutim, brzina klipa stalno se mijenja — od nule u mrtvim položajimo do maksimuma u sredini hoda klipa. Radi pojednostavljenja teoretskih razmatranja pretpostavit će se da klipnjača ima beskonačnu dužinu, pri čemu se brzina klipa može odrediti prema formuli

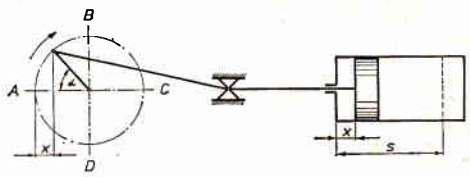
$$v = \omega r \sin \alpha \qquad (46)$$

Gdje je v — brzina gibanja klipa [m/s], ω — kutna brzina koljenčaste osovine; $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$, gdje je n — broj okretaja koljenčaste osovine [o/min], r — dužina osnog koljena [m], α — kut pomaka osnog koljena.

Kada osno koljeno dođe u položaj označen točkama A i C (sl. 86), klip će biti u svojim mrtvim položajima u kojima je njegova brzina jednaka nuli. Kada osno koljeno dođe u položaj označen točkama B i D, klip će zauzeti srednji položaj i kod toga poprimiti svoju maksimalnu brzinu čija je apsolutna veličina jednaka

$$v_{max} = \omega r$$

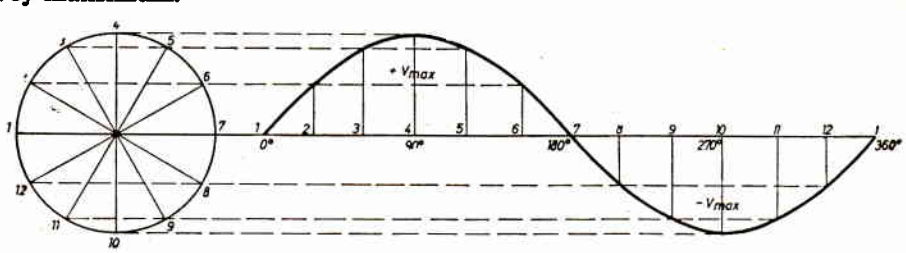
Za određenu konstrukciju klipne su pumpe kutna brzina i dužina osnog koljena konstantne veličine, a za vrijeme rada mijenja se samo kut pomaka



Sl. 86 Shema polužno — zglobnog mehanizma klipne pumpe

osnog koljena. Prema tome za vrijeme dvojnog hoda klipa njegova se brzina mijenja prema formuli (46) prema zakonu sinusa, a grafički se može prikazati u obliku sinusoide (sl. 87).

Iz grafičkog se prikaza vidi da je u mrtvim položajima klipa (kod $\alpha = 0°$ i $\alpha = 180°$, točke *1* i *7*) njegova brzina jednaka nuli, a u srednjem položaju (kod $\alpha = 90°$ i $\alpha = 270°$, točke *4* i *10*) apsolutnna vrijednost brzine klipa poprima svoj maksimum.



Sl. 87 Grafički prikaz promjene brzine klipa za vrijeme jednog okretaja osnog koljena

Osim brzine klipa mijenja se i smjer njegova gibanja. Budući da se brzina klipa mijenja i po veličini i po smjeru, dolazi i do ubrzanja odnosno usporenja klipa, koje se kod beskonačne dužine klipnjače može odrediti prema formuli

$$a = \omega^2 r \cos \alpha \qquad (47)$$

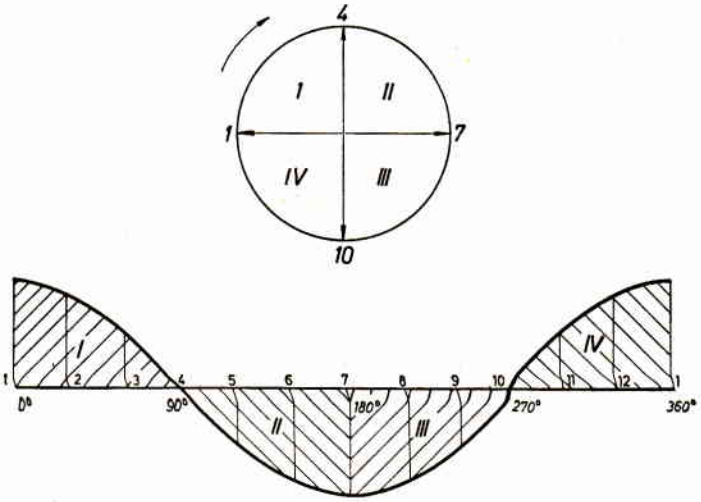
Prema tome se ubrzanje mijenja prema zakonu kosinusa, a njegova se promjena grafički može prikazati u obliku kosinusoide (sl. 88).

Iz grafičkog se prikaza vidi da je srednjem položaju klipa (kod $\alpha = 90°$ i $\alpha = 270°$, točke *4* i *10*) ubrzanje klipa jednako nuli. Ako se klip giba iz svog lijevog mrtvog položaja, osno koljeno koljenčaste osovine prolazit će *I.* kvadrantom (od $\alpha = 0°$ *do* $\alpha = 90°$) i ubrzanje će biti pozitivno, no od svog maksimuma (kod $\alpha = 0°$, točka *1*) opadat će do nule (kod $\alpha = 90°$, točka *4*).

U *II.* kvadrantu (od $\alpha = 90°$ do $\alpha = 180°$) nastupa usporenje klipa. Apsolutna veličina usporenja raste od nule (kod $\alpha = 180°$, točka *7*).

U *III.* kvadrantu (od $\alpha = 180°$ do $\alpha = 270°$) dolazi do povratnog gibanja klipa pa njegova brzina ima negativni predznak. I ubrzanje ima negativni predznak, a njegova apsolutna veličina pada od maksimuma (kod $\alpha = 180°$, točka 7) do nule (kod $\alpha = 270°$, točka *10*).

U *IV.* kvadrantu (od $\alpha = 270°$ do $\alpha = 360°$) brzina klipa ima još uvijek negativni predznak, a ubrzanje raste od nule (kod $\alpha = 360°$, točka *12 = 1*).



Sl. 88 Grafički prikaz promjene ubrzanja klipa za vrijeme jednog okretaja osnog koljena

3.22 Dobava klipne pumpe

Promatrajmo rad jednoradne klipne pumpe od trenutka njenog pokretanja, kada se klip nalazi u svom lijevom mrtvom položaju. Sa V_o [m^3] označit ćemo volumen zraka u usisnom cjevovodu i štetnom prostoru pumpe. Pri tom smo štetnim prostorom nazvali onaj prostor u radnoj komori koji je obuhvaćen između ventila ilijevog mrtvog položaja klipa. Zrak u usisnom cjevovodu i štetnom prostoru nalazit će se pod atmosferskim pritiskom p_o [N/m^2]. Površinu poprečnog presjeka klipa označit ćemo sa A [m^2], a hod klipa od lijevog do desnog mrtvog položaja sa s [m].

Kada klip dođe u svoj desni mrtvi položaj, volumen zraka će se povećati na $V_o + As$, a njegov će se pritisak smanjiti na veličinu

$$p = p_o \frac{V_o + As}{V_o} \tag{48}$$

Uslijed sniženja pritiska u usisnom cjevovodu u njega će ući tekućina iz bunara ili dovodnog rezervoara i podići se na visinu od svog početnog nivoa. Visina h (m) na koju će se tekućina dići može se odrediti iz izraza

$$p + \varrho\, g\, h = p_o \tag{49}$$

gdje je ϱ — gustoća tekućine [kg/m^3]

Kod povratnog gibanja klipa zrak će se u radnoj komori tlačiti — ventili djeluju automatski — usisni ventil će se zatvoriti, a tlačni otvoriti i propustiti stlačeni zrak u tlačni cjevovod.

Sa svakim slijedećim hodom klipa tekućina će se u usisnom cjevovodu sve više podizati, a na kraju će ući u radnu komoru i nju zapuniti. Kod narednog gibanja klipa u lijevo počet će potiskivanje tekućine u tlačni cjevovod.

Kod daljnjeg rada pumpe za svaki dvojni hod klipa (lijevo — desno) pumpa će u tlačni cjevovod teoretski dobavljati količinu tekućine jednaku umnošku površine i hoda klipa, tj. $A\ s$. Ako se broj okretaja u minuti pogonskog motora označi sa n, pumpa će u minuti učiniti n dvojnih hodova, pa će njena teoretska sekundna dobava O_t $[m^3/s]$ biti

$$Q_t = \frac{A\ s\ n}{60} \tag{50}$$

Praksa je pokazala da je stvarna dobava Q manja od teoretske Q_t i to iz slijedećih razloga.

1) hod pumpe uvijek dolazi do izvjesnih gubitaka tekućine kroz brtvenice, kod brtvljenja klipa te uslijed propuštanja kroz ventile i njihovog nepravovremenog zatvaranja. Ovi se gubici uzimaju u obzir s koeficijentom popuštanja η'_o;
2) u radnu komoru pumpe može zajedno s tekućinom ući i izvjesna količina zraka kao npr. pri procesu usisavanja uslijed slabog brtvljenja spojeva na usisnom cjevovodu ili kroz brtvenicu pumpe. Osim toga i protočna tekućina može u sebi sadržavati izvjesnu količinu zraka, koja će se iz nje izdvajati uslijed sniženog pritiska u radnoj komori. Onaj se prostor koji ispunjava zrak ne može zapuniti tekućinom u procesu usisavanja, pa je i radi toga stvarna dobava pumpe manja od teoretski moguće. Ovi se gubici uzimaju u obzir koeficijentom punjenja η''_o.

Pare koje se izlučuju iz usisne tekućine, isto kao i zrak, utječu na smanjenje dobave. To naročito dolazi do izražaja pri pumpanju nafte i njenih destilata, ako su u njima sadržane i frakcije s niskim vrelištem.

Na veličinu koeficijenta punjenja η''_o veliki utjecaj ima i volumen štetnog prostora koji je kod dobrih konstruktivnih rješenja sveden na minimum. Smanjenjem štetnog prostora postiže se povećanje koeficijenta punjenja η''_o.

Odnos stvarne i teoretske dobave pumpe zove se koeficijent dobave ili volumni stupanj djelovanja, a označuje se sa η_o. Kod toga je:

$$\eta_o = \eta'_o\, \eta''_o = \frac{Q}{Q_t} \tag{51}$$

Volumni stupanj djelovanja prvenstveno ovisi o veličini pumpe, o kvaliteti brtvljenja pojedinih dijelova pumpe i o svojstvima tekućine koja se transportira. Volumni stupanj djelovanja obično leži u granicama između 0,92 i 0,98, kod čega manje vrijednosti vrijede za manje pumpe. Naime, gubiti uslijed nedovoljnog brtvljenja kod malih pumpa relativno su veći nego kod velikih pumpa.

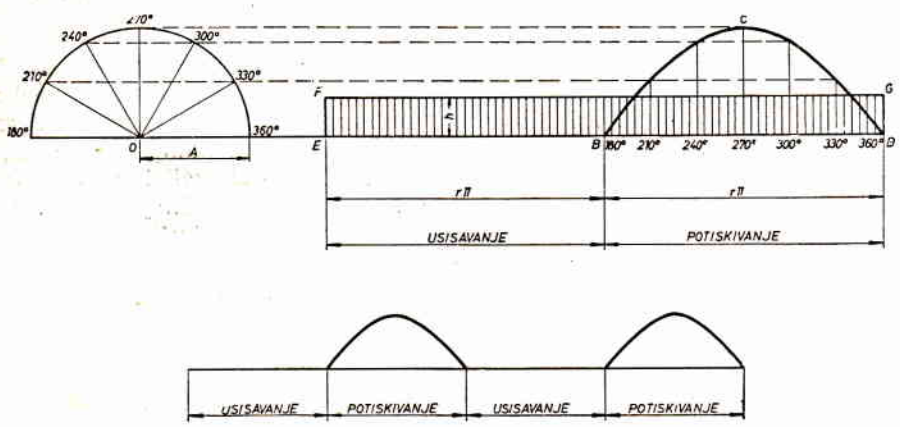
Na temelju prednjih razmatranja stvarna dobava Q klipne pumpe bit će

$$Q = \eta_o \cdot Q_t \tag{52}$$

Međutim, kao što se brzina gibanja klipa stalno mijenja po zakonu sinusoide, tako se i dobava klipne pumpe mijenja proporcionalno s brzinom klipa. Prema tome dobava klipne pumpe može se grafički isto tako predočiti sinusoidom.

Da bismo omogućili pogodan grafički prikaz, opisat ćemo polukružnicu čiji polumjer A u nekom mjerilu odgovara površini poprečnog presjeka klipa (sl. 89). Ovu polukružnicu razdijelit ćemo na šest jednakih dijelova, a diobene točke na opsegu polukružnice spojiti sa središtem O. Osnovicu polukružnice produžit ćemo na jednu stranu, a na tu produženu crtu nanijet ćemo u nekom mjerilu dužinu DC jednaku opsegu koji opisuje osno koljeno koljenčaste osovine.

Kod jednoradne horizontalne klipne pumpe (v. sl. 84) gibanjem klipa od lijeva na desno dolazi do usisavanja, što je u našem grafičkom prikazu predočeno dužinom EB. Kod povratnog hoda klipa nastupa dobava tekućine, što je grafički prikazano sinusoidom BCD. Površina omeđena dužinom BD i sinusoidom BCD predočuje u određenom mjerilu volumen tekućine koji pumpa dobavlja za jedan hod klipa.



Sl. 89 Dijagram dobave jednoradne klipne pumpe

Ako ovu dobivenu površinu ($BD - BCD$) zamijenimo jednakom površinom pravokutnika $EFGD$ — čija je osnovica jednaka opsegu koji opisuje osno koljeno ($2r\pi$), a visina h u odgovarajućem mjerilu odgovara srednjoj veličini dobave Q_{sr} —, onda će šrafirana površina pravokutnika $EFGD$ predočavati zamišljeni dijagram dobave pumpe koji bi se teoretski mogao ostvariti u slučaju kada bi pumpa jednoliko dobavljala kroz cijelo vrijeme dvojnog hoda klipa.

Maksimalna dobava pumpe Q_{max} odgovara najvišoj točk isinusoide, a ta je jednaka polumjeru A odabrane polukružnice. Iz grafičkog je prikaza vidljivo da će se maksimalna dobava pumpe Q_{max} odnositi prema srednjoj dobavi Q_{sr} u omjeru odgovarajućih visina A i h. Odnos $\frac{Q_{max}}{Q_{sr}}$ zove se stupanj nejednakosti dobave pumpe.

$$\frac{Q_{max}}{Q_{sr}} = \frac{A}{h} \qquad (53)$$

Površina pravokutnika $EFGH$ jednaka je $2r\,\pi\,h$ i u odgovarajućem mjerilu predočuje dobavu pumpe za jedan dvojni hod klipa. Uz površinu klipa A i hod klipa s ($s = 2r$) vrijedi

$$2r\,\pi\,h = A\,s \qquad \text{odnosno} \qquad h = \frac{A}{\pi}$$
$$2r\,\pi\,h = A\,2r$$

Prema tome uvrštenjem u izraz (53)

$$\frac{Q_{max}}{Q_{sr}} = A : \frac{A}{\pi} = \pi = 3{,}14 \qquad (54)$$

tj. kod jednoradnih klipnih pumpa stupanj nejednolikosti dobave iznosi 3,14. To drugim riječima znači da je kod ovih pumpa trenutačna maksimalna dobava 3,14 puta veća od srednje dobave, a u tom istom omjeru odnosit će se najveća i srednja brzina tekućine u cjevovodima.

Na donjem dijelu sl. 89. grafički je prikazan slijed usisnog i potisnog hoda klipa s dobavom za vrijeme potiskivanja.

Primjer 28:

Na koju će se visinu podići voda u usisnoj cijevi klipne pumpe nakon prvog hoda klipa, ako volumen zraka u usisnoj cijevi i štetnom prostoru pumpe iznosi 0,1 m³ a zrak se nalazi pod atmosferskim pritiskom 0,98 bar? Pumpa ima promjer klipa 300 mm i hod klipa 500 mm. Otpore treba zanemariti.

Rješenje:

Površina poprečnog presjeka klipa

$$A = \frac{D^2\,\pi}{4} = \frac{0{,}3^2\,\pi}{4} = 0{,}0706\ m^2$$

Primjenom formule (48) nalazi se pritisak u cilindru pumpe nakon početnog hoda klipa

$$p = p_o \frac{V_o + A\,s}{V_o} = 0{,}98\,\frac{0{,}1}{0{,}1 + 0{,}0706 \cdot 0{,}5} = 0{,}724\ bar$$

Uz gustoću vode $\varrho = 1000\ kg/m^3$ slijedi iz formule (49) visina podizanja tekućine u usisnoj cijevi

$$p + \varrho\,g\,h = p_o \rightarrow h = \frac{p_o - p}{\varrho\,g} = \frac{(0{,}98 - 0{,}724)\,10^5}{1000 \cdot 9{,}81} = 2{,}61\ m$$

Primjer 29:

Kolika je dobava jednocilindrične jednoradne klipne pumpe koja ima promjer klipa $D = 170\ mm$ i hod klipa $s = 200\ mm$, ako se njena koljenčasta osovina okreće sa $n = 60\ o/min$? Volumni stupanj djelovanja treba pretpostaviti $\eta_o = 0{,}94$.

Rješenje:

Površina poprečnog presjeka klipa

$$A = \frac{D^2 \pi}{4} = \frac{0{,}17^2 \pi}{4} = 0{,}0227 \ m^2$$

Dobava pumpe prema formulama (52) i (50)

$$Q = \eta_o \frac{A\, s\, n}{60} = 0{,}94 \frac{0{,}0227 \cdot 0{,}2 \cdot 60}{60} = 0{,}0043 \ m^3/s = 4{,}3 \ l/s$$

3.23 Promjene pritiska pri usisavanju i potiskivanju

Brzina tekućine u cjevovodima i u cilindru klipne pumpe stalno se mijenja. Uslijed toga stalno se mijenja i pritisak u cilindru pumpe i u razdoblju usisavanja i u razdoblju potiskivanja. Pritisak u cilindru u razdoblju usisavanja, izražen u metrima transportirane tekućine, označit ćemo sa $\frac{p_x}{\varrho\, g}$, a u razdoblju potiskivanja sa $\frac{p_y}{\varrho\, g}$

Pritisak na površinu tekućine označit ćemo sa $\frac{p_o}{\varrho\, g}$

Do gibanja tekućine u usisnom cjevovodu dolazi uslijed razlike pritiska $\frac{p_o}{\varrho\, g}$ na površini tekućine i $\frac{p_x}{\varrho\, g}$ u cilindru pumpe u razdoblju usisavanja. Razlika ovih pritisaka naziva se vakuumetarska usisna visina H_{vak} [m] i jednaka je

$$H_{vak} = \frac{p_o - p_x}{\varrho\, g} \tag{55}$$

Tu je ϱ — gustoća tekućine [kg/m^3], p_o i p_x — pritisak [N/m^2].

Vakuummetarska usisna visina određuje sposobnost pumpe za podizanje tekućine u cilindar. Svaka pumpa ima kod određenih radnih uvjeta svoju dozvoljenu vakuummetarsku usisnu visinu koja najviše ovisi o temperaturi tekućine i o broju okretaja koljenčaste osovine.

Geodetska usisna visina H_{gu} kod klipne pumpe naziva se vetrikalna udaljenost od nivoa tekućine u dovodnom rezervoaru do najviše točke u cilindru pumpe. Kod horizontalnih pumpa to je najčešće sjedište tlačnog ventila, a kod vertikalnih pumpa gornji mrtvi položaj klipa.

Razlika pritiska $H_{vak} = \frac{p_o - p_x}{\varrho\, g}$ troši se:

1) na podizanje tekućine do pumpe, tj. na svladavanje geodetske usisne visine H_{gu},
2) na pretvaranje potencijalne energije u kinetičku energiju $\frac{2g}{v^2}$, jer je tekućina iz stanja mirovanja postigla u usisnom cjevovodu brzinu v,

3) na svladavanje hidrauličkih otpora h_{wu} u usisnom cjevovodu,
4) na svladavanje sile inercije tekućine h_i,
5) na svladavanje otpora usisnog ventila h_v.

Na temelju gornjeg raščlanjenja utroško razlike pritiska H_{vak} može se napisati slijedeća jednadžba

$$H_{vak} = \frac{p_o - p_x}{\varrho\, g} = H_{gu} + \frac{v^2}{2g} + h_{wu} + h_i + h_v \qquad (56)$$

Iz ovog izraza može se odrediti karakter promjene pritiska u razdoblju usisavanja

$$\frac{p_x}{\varrho\, g} = \frac{p_o}{\varrho\, g} - \left(H_{gu} + \frac{v^2}{2g} + h_{wu} + h_i + h_v\right) \qquad (57)$$

Član $\frac{p_o}{\varrho\, g}$ — pritisak na površinu tekućine — ne zavisi o položaju klipa u cilindru. Član H_{gu} konstantan je kod horizontalnih pumpa, a kod vertikalnih pumpa povećava se ovisno o hodu klipa. Brzina tekućine, hidraulički otpori, sile inercije i otpor ventila promjenljivi su u toku procesa usisavanja, pa se prema tome za vrijeme usisavanja mijenja i pritisak ispred klipa.

Pritisak usisavanja $\frac{p_x}{\varrho\, g}$ poprimit će svoju maksimalnu vrijednost u početku gibanja klipa iz svog mrtvog položaja, tj. kada klip mora pokrenuti iz stanja mirovanja svu tekućinu u usisnom cjevovodu i svladati otpor podizanja usisnog ventila. Gibanjem klipa pritisak ispred njega postepeno raste. Nakon prelaska polovine hoda klip se usporava, a tekućina, koja uslijed inercije nastavlja gibanje prijašnjom brzinom pritiskuje na klip. Maksimalni pritisak usisavanja bit će u trenutku kada klip dođe u svoj drugi mrtvi položaj — na kraju procesa usisavanja — i tamo se trenutačno zaustavlja.

Pri povišenom položaju pumpe u odnosu na nivo tekućine u dovodnom rezervoaru, kod znatnih hidrauličkih otpora u usisnom cjevovodu ili kod povećanog broja okretaja koljenčaste osovine može sedogoditi da zbroj članova u zagraditi u jednadžbi (57) bude veći od člana $\frac{p_x}{\varrho\, g}$. Tada će pritisak pred klipom $\frac{p_o}{\varrho\, g}$ poprimiti negativnu vrijednost. Uslijed toga doći će do odvajanja tekućine od klipa — što dovodi do hidrauličkog udara. Osim toga razlika pritiska $\frac{p_o\, p_x}{\varrho\, g}$ može poprimiti takvu vrijednost da više ne osigurava podizanje tekućine u cilindar i pumpa neće dobavljati.

Da bi se u takvom slučaju osigurao normalan rad pumpe, potrebno je:

— smanjiti geodetsku usisnu visinu, tj. pumpu smjestiti niže,
— smanjiti broj okretaja koljenčaste osovine,
— povećati promjer usisnog cjevovoda i smanjiti njegovu dužinu,
— iz usisnog cjevovoda ukloniti eventualne armature i fazonske komade,
— ugraditi usisnu zračnu komoru.

Kod povratnog gibanja klipa nastupa proces potiskivanja tekućine, kod kojeg se isto tako stalno mijenja pritisak ispred klipa.

Pritisak koji klip razvija u cilindru pumpe u razdoblju potiskivanja troši se:

1) na podizanje tekućine od pumpe donivoa u prijemnom rezervoaru, tj. na svladavanje geodetske tlačne visine H_{gt},
2) na svladavanje pritiska u tlačnom cjevovodu $\frac{p_t}{\varrho g}$,
3) na svladavanje hidrauličkih otpora h_{wt} u tlačnom cjevovodu,
4) na svladavanje sile inercije h_i tekućine koja se nalazi u cilindru i tlačnom cjevovodu,
5) na pretvaranje potencijalne energije u kinetičku energiju $\frac{v^2}{2g}$, jer tekućina izlazi iz tlačnog cjevovoda brzinom v,
6) na svladavanje otpora tlačnog ventila h_v.

Ako se sa $\frac{p_y}{\varrho g}$ označi pritisak ispred klipa u razdoblju potiskivanja, može se napisati slijedeća jednadžba:

$$\frac{p_y}{\varrho g} = \frac{p_t}{\varrho g} + H_{gt} + h_{wt} + h_i + \frac{v^2}{2g} + h_v \qquad (58)$$

Pritisak u tlačnom cjevovodu $\frac{p_t}{\varrho g}$ ili u slučaju otvorenog prijemnog rezervoara atmosferski pritisak u bilo kom položaju klipa praktički je konstantan. Geodetska je tlačna visina za određeno pumpno postrojenje također konstantna veličina. Ostali članovi jednadžbe 58) promjenljivi su u toku procesa potiskivanja i ovise o položaju klipa u cilindru. Uslijed toga se pritisak ispred klipa za vrijeme procesa potiskivanja stalno mijenja.

U početku potisnog hoda klipa pritisak je maksimalan, zatim se postepeno snizuje i na kraju procesa potiskivanja poprima minimalnu vrijednost. Kod znatne dužine tlačnog cjevovoda i većeg broja okretaja koljenčaste osovine može doći i do odvajanja tekućine od klipa — kod čega se pojavljuju udari u pumpi — što se svakako mora spriječiti.

3.24 Djelovanje zračnih komora

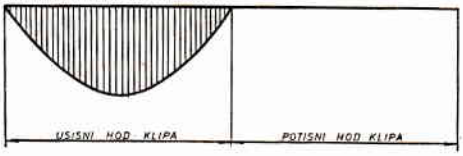
Osnovni opis djelovanja zračnih komora dan je već u poglavlju 3.11, a ovdje će se samo analizirati djelovanje zračnih komora na rad klipne pumpe.

a) Usisna zračna komora

Ako je usisni cjevovod izveden bez zračne komore, geodetska usisna visina definirana je kao vertikalna udaljenost između nivoa tekućine u dovodnom rezervoaru i najviše točke u cilindru pumpe. Primjenom zračne komore nivo se tekućine približuje pumpi v. sl. 85), te na taj način omogućuje povećanje stvarne geodetske usisne visine. Prema tome, kod pumpa s usisnom zračnom komorom, geodetska usisna visina je vertikalna udaljenost između nivoa tekućine u usisnoj zračnoj komori i najviše točke u cilindru pumpe.

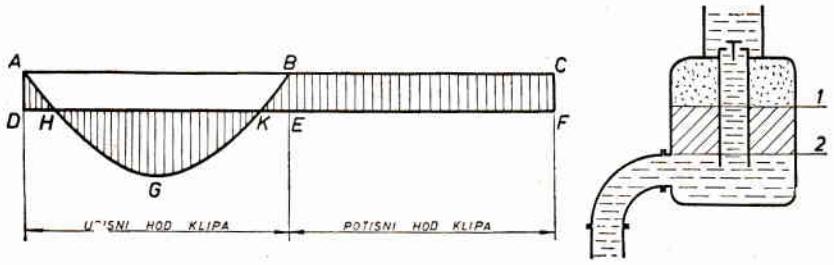
Osim toga usisna zračna komora dozvoljava primjenu većeg broja okretaja koljenčaste osovine, osigurava jednoliko gibanje tekućine te smanjuje

hidrauličke otpore i djelovanje sila inercije mase tekućine u usisnom cjevovodu.



Sl. 90 Dijagram usisavanja jednoradne klipne pumpe bez usisne zračne komore

U poglavlju 3.22 izveden je dijagram dobave jednoradne klipne pumpe. Istim se postupkom može izvesti i dijagram usisavanja, koji za jednoradnu klipnu pumpu bez usisne zračne komore ima oblik prema sl. 90. S obzirom na to da uslijed promjenljive brzine gibanja klipa pumpa usisava tokom čitavog procesa usisavanja promjenljivu količinu tekućine i kroz usisni cjevovod će stalno nejednakom brzinom prolaziti promjenljiva količina tekućine, onda za vrijeme potisnog hoda klipa mora se zaustaviti čitava masa tekućine u usisnom cjevovodu, a u slijedećem usisnom hodu opet ponovno ubrzati.



Sl. 91 Djelovanje usisne zračne komore na dobavu jednoradne klipne pumpe

Primjenom usisne zračne komore dijagram usisavanja jednoradne klipne pumpe poprimit će oblik prikazan na sl. 91. Uslijed razvijenog potlaka pumpa će kratkom dovodnom cijevi usisati iz zračne komore određenu količinu tekućine, pa će se nivo tekućine u komori sniziti od *1* na *2*. Protok kroz dovodnu cijev je nejednak i vrši se po sinusoidi *AGB*, a količina tekućine koju je usisala pumpa predočena je površinom omeđenom dužinom *AB* i sinusoidom *AGB*.

Sniženjem nivoa tekućine od *1* na *2* povećat će se volumen zraka u komori, pa će mu se pritisak smanjiti — a tekućina će se iz dovodnog rezervoara dizati po usisnom cjevovodu i puniti zračnu komoru. Kod potisnutog je hoda klipa usisni ventil zatvoren, ali u komori još uvijek vlada smanjeni pritisak i nastavlja se dotok tekućine kroz usisni cjevovod u zračnu komoru — sve dok nivo tekućine u zračnoj komori ne postigne prvobitni položaj 1 i ponovno se ne uspostavi ravnoteža.

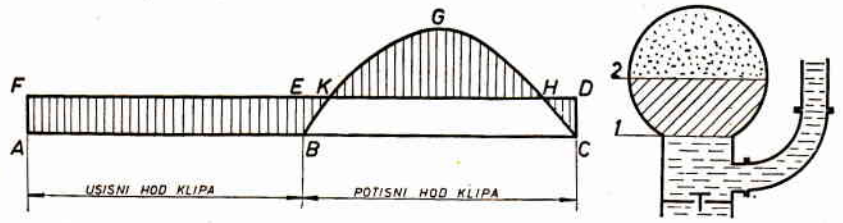
Na taj je način postignuto jednoliko gibanje tekućine kroz usisni cjevovod. Za vrijeme usisnog hoda klipa vrši se po liniji *DE*, a za vrijeme potisnog hoda po liniji *EF*. Površina pravokutnika *ACFD* predočuje dotok po usisnom cjevovodu i jednaka je sinusoidnoj površini *AGBA*. U cilindar pumpe ulazi količina tekućine koja u određenom mjerilu odgovara površini *AGBA*, od čega se dio *AHKBA* usisava neposredno iz usisnog cjevovoda, a ostatak *HGKH* iz akumulirane tekućine u zračnoj komori.

Volumen usisne zračne komore V_{uk} [m^3] — bez obzira na vrstu pumpe — uzima se u granicama: $V_{uk} = (5 - 10)\ A \cdot s$
gdje je A — površina poprečnog presjeka klipa [m^2], a s — hod klipa [m].

b) Tlačna zračna komora

Dijagram dobiva jednoradne klipne pumpe bez zračne komore, prikazan već ranije na sl. 89, pokazuje da će i u tlačnom cjevovodu doći do nejednolikog protoka tekućine, jer klip za vrijeme cijelog razdoblja potiskivanja dobavlja u tlačni cjevovod promjenljivu količinu tekućine.

Primjenom tlačne zračne komore dijagram dobave jednoradne klipne pumpe poprimit će oblik prikazan na sl. 92. Za vrijeme potisnog hoda klip potiskuje tekućinu. Pri tom njezin jedan dio odlazi neposredno u tlačni cjevovod, a ostatak u zračnu komoru. Uslijed toga nivo tekućine u komori poraste od *1* na *2*, a zrak se u komori tlači. Za vrijeme usisnog hoda klipa tlačni je ventil zatvoren, ali povećani pritisak zraka u komori i dalje potiskuje tekućinu u tlačni cjevovod.



Sl. 92 Djelovanje tlačne zračne komore na dobavu jednoradne klipne pumpe

Poznato je da sinusoidna površina *BCG* u određenom mjerilu predočuje dobavnu količinu pumpe. Ova površina jednaka je površini pravokutnika *ACDF*. Ona predočuje protok kroz tlačni cjevovod. Strujanje tekućine u tlačnom cjevovodu je ravnomjerno i za vrijeme potisnog hoda klipa vrši se po liniji *DE*, a za vrijeme usisnog hoda po liniji *EF*. Za vrijeme potisnog hoda klipa u tlačni cjevovod ulazi količina tekućine omeđena površinom *BCHK*, dok se ostatak dobave *KGH* akumulira u zračnoj komori. Kod usisnog hoda klipa pritisak zraka u komori potiskuje u tlačni cjevovod akumuliranu količinu tekućine predočenu površinom *ABEF*, a nivo tekućine u komori opada od *2* na *1*.

Iz prednjih razmatranja vidljivo je da se volumen zraka u tlačnoj komori stalno mijenja od maksimalnog V_{max} do minimalnog V_{min}. Kod maksimalnog volumena zraka V_{max} njegov će pritisak biti minimalan p_{min}, a u komori će se nalaziti i minimalna količina tekućine. Kod minimalnog volumena zraka V_{min} njegov će pritisak biti maksimalan p_{max}, a u komori će se nalaziti i maksimalna količina tekućine.

Što je veća razlika pritiska $p_{max} - p_{min}$ u zračnoj komori, to će dolaziti do većih kolebanja brzine tekućine koja se iz komore potiskuje u tlačni cjevovod. Ako se sa $p_{sr} = \frac{p_{max} + p_{min}}{2}$ označi srednji pritisak zraka u tlačnoj komori, onda odnos

$$m = \frac{p_{max} - p_{min}}{p_{sr}} \qquad (59)$$

označuje stupanj nejednolikosti pritiska zraka u komori. Stupanj nejednolikosti pritiska m karakteristična je veličina jo određivanje jednolikog gibanja tekućine kroz tlačni cjevovod, te se uzima da je gibanje tekućine jednoliko ako je $m \leqq 0{,}025$.

S obzirom da dobava klipne pumpe ovisi o umnošku površine poprečnog presjeka klipa A [m^2] i hoda klipa s [m], da bi se postigao stupanj nejednolikog pritiska m = 0,025 potreban je slijedeći volumen tlačne zračne komore v_{tk} [m^3]:

— *kod jednocilindričnih jednoradnih pumpa* $V_{tk} = 33\ A\ s$,

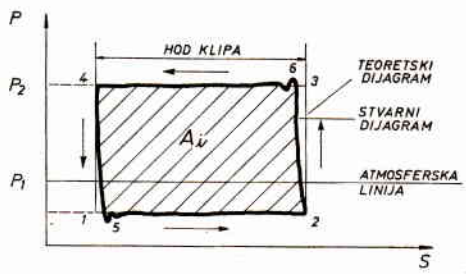
— *kod jednocilindričnih dvoradnih odnosno dvocilindričnih jednoradnih pumpa* $V_{tk} = 13{,}5\ A\ s$,

— *kod trocilindričnih jednoradnih pumpa* $V_{tk} = 0{,}75\ A\ s$.

Potreban je volumen tlačne zračne komore kod dvoradnih i višecilindričnih pumpa manji nego kod jednoradnih, jer ove pumpe već same po sebi imaju jednoliku dobavu.

3.25 Indikatorski dijagram i snaga pumpe

Indikatorski dijagram klipne pumpe pokazuje ovisnost pritiska o položaju klipa u cilindru. Indikatorski dijagram omogućava utvrđivanje rada koji se neposredno troši u cilindru pumpe u procesu usisavanja i potiskivanja te na temelju toga utvrđivanje utroška snage pogonskog motora. Osim toga iz oblika indikatorskog dijagrama mogu se utvrditi mnoge neispravnosti u radu klipne pumpe.

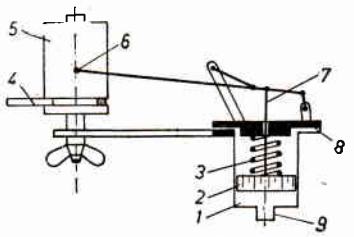


Sl. 93 Indikatorski dijagram klipne pumpe

Indikatorski dijagram prikazuje u pravokutnim koordinatama pritisak — volumen (PV) ili pritisak — hod klipa (Ps). Na apscisu nanosi se u odgovarajućem mjerilu hod klipa ili volumen koji se dobiva umnoškom hoda i površine poprečnog presjeka klipa, a na ordinatu u odgovarajućem mjerilu pritisak ispred klipa.

Indikatorski je dijagram klipne pumpe prikazan na sl. 93. Crtkani pravokutnik *1-2-3-4* predočuje teoretski indikatorski dijagram, kod kojeg se uzimaju u obzir promjene pritiska u procesu usisavanja i potiskivanja kao ni gubitak tekućine uslijed zakašnjenja zatvaranja ventila. Pri gibanju klipa u desno vrši se proces usisavanja kod konstantnog pritiska P_1. Na dijagramu je taj proces predočen crtom *1—2*. Kod povratnog gibanja klipa u lijevo pritisak odmah poraste na P_2 — *linija 2—3*. Potiskivanje tekućine vrši se kod konstantnog pritiska P_2, a predočeno je *linijom 3—4*. Uslijed pretpostavljenog trenutačnog otvaranja usisnog ventila pritisak odmah pada na P_1 — *linija 4—1*.

Stvarni indikatorski dijagram klipne pumpe — koja ispravno radi — samo se neznatno razlikuje od teoretskog. Umjesto teoretskog trenutačnog porasta pritiska po vertikali *2—3* kod stvarnog dijagrama porast pritiska ići će po liniji *2—6*, koja je otklonjena od linije *2—3*. To odstupanje nastaje uslijed toga što se u cilindru redovito nalazi nešto zrakaili pare tekućine koja se pumpa, pa se kod njihove kompresije smanjuje volumen. Osim toga se kod stvarne pumpe usisni ventil ne zatvara trenutačno, pa se na početku procesa usisavanja dio tekućine vraća u usisni cjevovod.



Sl. 94 Shematski prikaz indikatora
1 — cilindar; 2 — klip; 3 — opruga; 4 — prijenosna vrpca; 5 — bubanj; 6 — pisaljka; 7 — klipna poluga; 8 — poklopac cilindra; 9 — priključni otvor

Točka 6. odgovara najvećem pritisku kojeg klip razvija u cilindru pumpe, a iza toga — tokom procesa potiskivanja (linija *6—4*) — razvijeni pritisak postepeno opada do točke *4*.

Kod stvarnog indikatorskog dijagrama pritisak u lijevom mrtvom položaju ne opada trenutačno po vertikali *4—1*, nego s izvjesnim zakašnjenjem i to po liniji *4—5*. Ovo odstupanje od teoretskog dijagrama nastaje uslijed toga što se tlačni ventil ne zatvara trenutačno pa se dio tekućine — koja se sada u tlačnom cjevovodu nalazi pod pritiskom većim nego što je pritisak u cilindru — vraća iz tlačnog cjevovoda u cilindar.

Usisavanje počinje tek kada pritiska u cilindru padne na veličinu koja odgovara točki *5*, tj. kada se u cilindru razvije odgovarajući potlak. Ovaj je potlak na početku procesa usisavanja potreban da bi se svladao otpor inercije tekućine i otpor usisnog ventila. Tokom procesa usisavanja pritisak postepeno raste, što je predočeno linijom *5—2* a od točke *2* čitav ciklus se ponavlja.

Kod stvarnog indikatorskog dijagrama na početku usisnog i potisnog hoda klipa mogu se uočiti i izvjesne oscilacije pritiska (točke 5 i 6) koje su izazvane silama inercije.

Indikatorski dijagram klipne pumpe snima se indikatorom čiji je najjednostavniji oblik prikazan na sl. 94. Indikator se preko trokrakog ventila priključuje na cilindar odnosno radnu komoru pumpe.

Indikator radi na slijedeći način. U malom cilindru (1) smješten je klip (2),čija ga poluga (7) povezuje sa sistemom prijenosa gibanja. Klip je opterećen kalibriranom oprugom (3), a cilindar indikatora povezan je priključkom (9) s radnom komorom pumpe. Kada u cilindru pumpe poraste pritisak, klip indikatora se podiže i tlači oprugu koja se upire u poklopac cilindra (8). Kod smanjenja pritiska u cilindru pumpe djelovanjem opruge klip indikatora se spušta.

Opruge su kalibrirane i njihova karakteristika, tzv. mjerilo opruge određuje se koliko se milimetara sabija opruga kod pritiska 1 bar. Prema tome pomicanje klipa indikatora odgovara deformaciji opruge i proporcionalno je veličini pritiska u cilindru pumpe te predočuje taj pritisak u odgovarajućem mjerilu.

Klipnom polugom (7) pomak klipa prenosi se pomoću prijenosnog mehanizma na pisaljku (6), koja ucrtava pomak klipa indikatora na papir omotan oko bubnja (5). Okretanje bubnja (5) postiže se prenosnom vrpcom (4), koja preko odgovarajućeg reduktora prenosi i pretvara gibanje klipa pumpe u gibanje bubnja. Na taj način indikator ucrtava na papiru dijagram, čije ordinate u odgovarajućem mjerilu prikazuju pritisak, a apscise hod klipa pumpe.

Površina indikatorskog dijagrama u odgovarajućem mjerilu predočuje rad koji klip predaje tekućini za vrijeme jednog okretaja koljenčaste osovine pumpe odnosno za vrijeme jednog usisnog i potisnog hoda klipa. Ako se površina indikatorskog dijagrama A_i $[mm^2]$ izmjeri planimetrom ili odredi na neki drugi način te se podijeli s dužinom dijagrama l $[mm]$ — koja predočuje hod klipa s, dobiva se srednji indicirani pritisak p_i. Uz mjerilo opruge m (mm/bar) bit će srednji indicirani pritisak p_i (bar)

$$p_i = \frac{A_i}{l \cdot m} \tag{60}$$

Množenjem srednjeg indiciranog pritiska p_i $[N/m^2]$ s površinom poprečnog presjeka klipa A $[m^2]$ dobiva se srednja indicirana sila F_i $[N]$ koja djeluje na klip

$$F_i = p_i \cdot A$$

S obzirom na to da umnožak sile i puta na kojem djeluje sila predočuje izvršen rad, umnožak sile F_i $[N]$ s hodom klipa s $[m]$ dat će izvršen indicirani rad W_i $[J]$ za jedan hod klipa

$$W_i = F_i \cdot s = p_i \cdot A \cdot s$$

Izvršen rad u jedinici vremena predočuje snagu, pa će uz broj okretaja n (o/min) biti indicirana snaga P_i

$$P_i = \frac{W_i \cdot n}{60} = \frac{p_i \cdot A \cdot s \cdot n}{60} \text{ [W]}$$

Uz 1000 W = 1 kW bit će indicirana snaga P_i

$$P_i = \frac{p_i \cdot A \cdot s \cdot n}{60 \cdot 1000} \text{ [kW]} \tag{61}$$

Uvrštavanjem izraza (50) za teoretsku sekundnu dobavu Q_t $[m^3/s]$

$$Q_t = \frac{A \cdot s \cdot n}{60}$$

u izraz za indiciranu snagu (61) dobivamo

$$P_i = \frac{p_i \cdot Q_t}{1000} \text{ [kW]} \tag{62}$$

S obzirom da općenito vrijedi da pritisak p $[N/m^2]$ podijeljen s umnoškom gustoće tekućine ϱ $[kg/m^3]$ i ubrzanja sile teže g $[m/s^2]$ daje visinu dizanja H $[m]$ — izraženu u metrima stupca transportirane tekućine, vođenjem pak pojma indicirane visine dizanja $H_i = \frac{p_i}{\varrho \cdot g}$ može se napisati $p_i = \varrho \cdot g \cdot H_i$ pa izraz (62) poprima oblik

$$P_k = \frac{\varrho \cdot g \cdot H_t \cdot Q_t}{1000} \tag{64}$$

Potrebna snaga na osovini pumpe naziva se efektivna snaga pumpe i označuje se sa P. Odnos indicirane snage i efektivne snage pumpe daje mehanički stupanj djelovanja pumpe η_m, koji uzima u obzir mehaničke gubitke u pumpi (trenje elemenata zglobno — polužnog mehanizma, trenje u ležajima, trenje klipa o stijenku cilindra itd).

$$\eta_m = \frac{P_i}{P}$$

Mehanički stupanj djelovanja klipne pumpe obično se kreće u granicama $\eta_m = 0{,}88 — 0{,}95$.

Odnos stvarne visine dizanja pumpe H i indicirane visine dizanja H_i zove se hidraulički stupanj djelovanja η_h. Hidraulički stupanj djelovanja uzima u obzir hidrauličke otpore koji se pojavljuju pri prolazu tekućine kroz pumpu, a najvećim se diielom javljaju pri prolazu tekućine kroz usisne i tlačne ventile.

$$\eta_h = \frac{H}{H_i}$$

Hidraulički stupanj djelovanja kod klipnih pumpa obično se kreće u granicama $\eta_h = 0{,}80 — 0{,}95$.

Osim hidrauličkog i mehaničkog stupnja djelovanja kod pumpe treba uzeti u obzir i volumni stupanj djelovanja η_o koji je detaljno objašnjen već u poglavlju 3.22. Umnožak volumnog, hidrauličkog i mehaničkog stupnja djelovanja daje ukupni stupanj djelovanja pumpe η.

$$\eta = \eta_o \eta_h \eta_m$$

Ukupni stupanj djelovanja klipne pumpe η obično leži u granicama između *0,75* i *0,90* i predočuje odnos korisne snage P_k i efektivne snage pumpe P

$$\eta = \frac{P_k}{P} \tag{65}$$

odnosno efektivna je snaga pumpe P [*kW*] jednaka

$$P = \frac{P_k}{\eta} = \frac{\varrho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000\ \eta} \tag{66}$$

Izraz je za efektivnu snagu klipne pumpe (66) istovjetan izrazu za efektivnu snagu centrifugalne pumpe (23).

Primjer 30:

Planimetriranjem indikatorskog dijagrama jednocilindrične jednoradne klipne pumpe dobivene su ove veličine:

dužina indikatorskog dijagrama $l = 80\ mm$,
površina indikatorskog dijagrama $A_i = 1600\ mm^2$.

Kolika je indicirana snaga ove pumpe ako je promjer klipa $D = 200\ mm$, hod klipa $s = 250\ mm$, a pumpa radi sa $n = 180\ o/min$? Mjerilo opruge iznosi $m = 10\ mm/bar$ (10 mm visine indikatorskog dijagrama $= 1\ bar = m$).

Rješenje:

Prema formuli (60) izračunava se srednji indicirani pritisak

$$p_i = \frac{A_i}{l \cdot m} = \frac{1600}{80 \cdot 10} = 2{,}0 \ bar$$

Površina poprečnog presjeka klipa

$$A = \frac{D^2 \pi}{4} = \frac{0{,}2^2 \pi}{4} = 0{,}0314 \ m^2$$

Indicirana sila: $F_i = p_i \cdot A = 2 \cdot 10^5 \cdot 0{,}0314 = 6280 \ N$

Indicirani rad: $W_i = F_i \cdot s = 6280 \cdot 0{,}25 = 1570 \ J$

Indicirana snaga:

$$P_i = \frac{W_i \cdot n}{60} = \frac{1570 \cdot 180}{60} = 4710 \ W = 4{,}71 \ kW$$

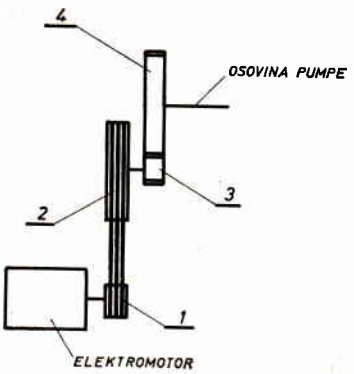
Do istog rezultata dolazi se i direktnom primjenom formule (61)

$$P_i = \frac{p_i A s n}{60 \cdot 1000} = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 0{,}0314 \cdot 0{,}25 \cdot 180}{6 \cdot 1000} = 4{,}71 \ kW$$

Primjer 31:

Dvocilindrična jednoradna klipna pumpa dobiva pogon preko elektromotora broja okretaja $n = 1450$ o/min, koji se preko jednog para klinastih remenica i jednog para zupčanika (sl. 95) reducira na potreban broj okretaja koljenčaste osovine klipne pumpe.

Kolika je potrebna snaga elektromotora, ako pumpa treba dobavljati vodu u količini $Q = 100$ l/s kod manometarske visine dizanja $H = 100$ m a stupanj djelovanja pumpe iznosi $\eta = 0{,}86$?



Sl. 95 Ilustracija uz primjer 31

Elementi za redukciju broja okretaja imaju slijedeće karakteristike:

promjer remenice 1	$D_1 = 125 \ mm$
promjer remenice 2	$D_2 = 375 \ mm$
promjer zupčanika 3	$D_3 = 100 \ mm$
promjer zupčanika 4	$D_4 = 400 \ mm$
ukupni stupanj djelovanja prijenosa	$\eta_p = 0{,}8$

Rješenje:

Iz prijenosnog odnosa remenskog prijenosa $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$

slijedi broj okretaja remenice 2

$$n_2 = n_1 \frac{D_1}{D_2} = 1450 \frac{125}{375} = 483 \ o/min$$

S obzirom da se na istoj osovini nalazi uklinjen i zupčanik (3) i on će imati ovaj broj okretaja ($n_3 = n_2 = 483 \ o/min$).

Iz prijenosnog odnosa zupčaničkog prijenosa

$$i = \frac{n_3}{n_4} = \frac{D_4}{D_3}$$

slijedi broj okretaja n_4 zupčanika (4), odnosno broj okretaja n koljenčaste osovine pumpe ($n_4 = n$)

$$n = n_2 \frac{D_3}{D_4} = 483 \frac{100}{400} = 120 \ o/min$$

Potrebna efektivna snaga klipne pumpe prema formuli (66)

$$P = \frac{\varrho g Q H}{1000 \eta} = \frac{1000 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}1 \cdot 100}{1000 \cdot 0{,}86} = 114 \ kW$$

Uzimajući u obzir stupanj djelovanja prijenosa potrebna snaga elektromotora P_{em} bit će

$$P_{em} = \frac{P}{\eta p} = \frac{114}{0{,}8} = 142{,}5 \ kW$$

3.3 VRSTE KLIPNIH PUMPA

3.31 Jednoradne klipne pumpe

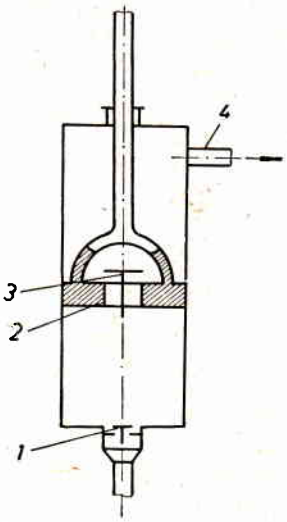
Jednoradne su klipne pumpe takve pumpe u kojih je pri radu u dodiru s tekućinom samo jedna i to uvijek ista strana klipa. U njih se za jedan dvojni hod klipa izvrši jedno usisavanje i jedno potiskivanje tekućine. Detaljan opis rada jednoradne klipne pumpe dan je već u poglavljima 3.1 i 3.2, pa će se ovdje dati samo dopuna s obzirom na konstruktivne izvedbe.

Jednoradne klipne pumpe izvode se i kao horizontalne i kao vertikalne s tanjurastim i s duguljastim klipovima. Pumpe s tanjurastim klipovima primijenjuju se za niske i srednje pritiske, dok se za visoke pritiske koriste pumpe s duguljastim klipovima.

Zbog nejednolikog opterećenja kod ovih se pumpa na koljenčastu osovinu redovito postavlja velik zamašnjak. Bez obzira na njihovu nejednoliku dobavu jednoradne klipne pumpe vrlo se često primijenjuju, u prvom redu zahvaljujući svojoj jednostavnoj konstrukciji, lakom održavanju i niskoj cijeni. Pretežno se koriste kod dobava malih količina tekućine i visokih pritisaka.

Jednoradne klipne pumpe izvode se i kao ručne pumpe. Pri tom se najčešće koriste kao bunarske pumpe. Detalj takve ručne pumpe prikazan je na sl. 96. Njezina je karakteristika prolazni klip. Kod ove pumpe tanjurasti klip (2) izveden je s otvorom koji se zatvara tlačnim ventilom (3). Pri gibanju klipa prema gore uslijed potlaka u cilindru otvara se usisni ventil (1) i tekućina

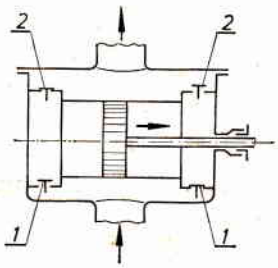
ulazi u cilindar. Tlačni ventil (3) kroz to je vrijeme zatvoren uslijed djelovanja vlastite mase i pritiska tekućine koja se nalazi iznad klipa. Pri gibanju klipa prema dolje povećava se pritisak u dijelu cilindra ispod klipa i usisni se ventil (1) zatvara. Daljnjim gibanjem klipa prema dolje još više raste pritisak ispod klipa i u jednom trenutku svlada otpor tlačnog ventila i stupca tekućine iznad klipa, pa se tlačni ventil otvara i kroz otvor u klipu tekućina s donje strane prelazi na gornju stranu klipa. Kod slijedećeg hoda klipa prema gore, tekućina koja se nalazi iznad klipa potiskuje se kroz izlazni otvor (4) napolje. Istovremeno kroz usisni ventil (1) u cilindar ulazi nova količina tekućine i čitav se ciklus ponavlja.



Sl. 96 Jednoradna ručna klipna pumpa s proloaznim klipom
1 — usisni ventil; 2 — tanjurasti klip; 3 — tlačni ventil; 4 — izlazni otvor

3.32 Dvoradne klipne pumpe

Shema dvoradne klipne pumpe prikazana je na sl. 97. U ovih pumpa usisavanje i potiskivanje tekućine vrši se kod svakog hoda klipa. Pri gibanju klipa u desno tekućina ulazi u lijevu radnu komoru kroz lijevi donji ventil, a klip istovremeno potiskuje tekućinu iz desne radne komore kroz desni gornji ventil u tlačni cjevovod. Kod povratnog gibanja klipa tekućina se kroz desni donji ventil usisava u desnu radnu komoru, a istovremeno se tkućina iz lijeve radne komore kroz lijevi gornji ventil potiskuje u tlačni cjevovod.



Sl. 97 Dvoradna klipna pumpa
1 — usisni ventili; 2 — tlačni ventili

S obzirom da kod dvoradnih klipnih pumpa kod svakog hoda klipa jedna strana klipa usisava tekućinu, a druga strana je istovremeno potiskuje, strujanje tekućine je prilično jednoliko. Međutim, kod ovih pumpa treba obratiti pažnju na brtvljenje klipa, da bi se spriječilo da tekućina prelazi iz jedne u drugu radnu komoru.

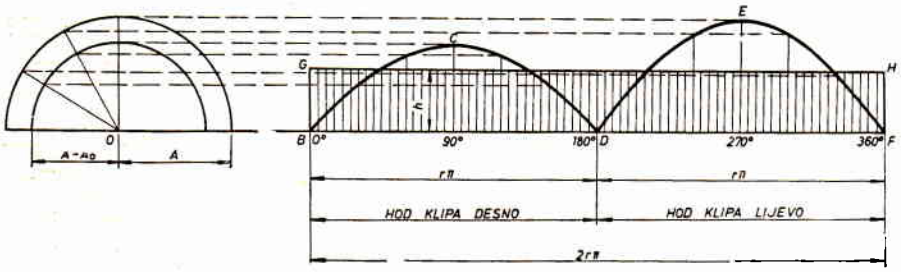
Budući da kod izvedbe dvoradne klipne pumpe prema sl. 98 kroz jednu radnu komoru prolazi klipnjača presjeka A_o [m^2], to je uz površinu poprečnog presjeka klipa A [m^2] i hoda klipa s (m) ukupni korisni volumen [m^3] dviju radnih komora jednak

$$A\,s + (A - A_o)\,s = 2\left(A - \frac{A_o}{2}\right) \cdot s$$

Sekundna dobava pumpe Q [m^3/s] bit će jednaka

$$Q = \eta_o \frac{2\left(A - \frac{A_o}{2}\right) s \cdot n}{60} \qquad (67)$$

Dvoradne klipne pumpe izrađuju se i s tanjurastim i s duguljastim klipovima i kao horizontalne i kao vertikalne. Radi svojih dobrih svojstava nalaze široku primjenu i upotrebljavaju se i za najveće dobavne količine i najveće radne pritiske.



Sl. 98 Dijagram dobave dvoradne klipne pumpe

Grafički prikaz dijagrama dobave dvoradne klipne pumpe dobiva se na taj način da se iz središta O opišu dvije koncentrične polukružnice čiji su polumjeri u odgovarajućem mjerilu jednaki radnim površinama klipa s lijeve i desne strane, tj. A *i* $A - A_o$.

U poglavlju 3.22 detaljno je opisan način dobivanja dijagrama dobave za jednoradnu klipnu pumpu, a ista metoda principijelno vrijedi i kod dvoradne pumpe. Kao rezultat dobivaju se dvije sinusoide (sl. 98) s maksimalnim visinama A i $A - A_o$ koje odgovaraju maksimalnoj dobavi pumpe.

Površina omeđena sinusoidama, tj. krivuljom *BCDEF* i dužinom *BDF* predočuje u nekom mjerilu volumen tekućine koji pumpa dobavlja za jedna dvojni hod klipa. Ako opet zamijenimo ovu površinu jednakom površinom pravokutnika $2r\,\pi\,h$ (pravokutnik *BGHF*) i postavimo da je dvostrana dobava pumpe jednaka $As + (A - A_o)\,s$ vrijedi

$$2r\,\pi\,h = A \cdot s + (A - A_o)\,s = 2 \cdot A \cdot s - A_o \cdot s$$

Uz $s = 2r$ dobivamo:

$$\pi\,h = 2 \cdot A - A_o \qquad \text{odavde } h = \frac{2A - A_o}{\pi}$$

Površina presjeka klipnjače A_o u prosjeku iznosi 6 — 8% od površine poprečnog presjeka klipa A uz pretpostavljeni prosjek od 7% ($A_o = 0{,}07\ A$) bit će

$$h = \frac{2A - 0{,}07A}{\pi} = \frac{1{,}93A}{\pi}$$

Stupanj nejednolike dobave ovakve dvoradne klipne pumpe bit će onda

$$\frac{Q_{max}}{Q_{sr}} = \frac{A}{h} = \frac{A\,\pi}{1{,}93A} = \frac{1{,}93}{\pi} = 1{,}63$$

Primjer 32:

Točnim mjerenjem utvrđeno je da jednocilindrična dvoradna klipna pumpa dobavlja *1,05 l/s* tekućine. Koliki je volumni stupanj djelovanja ove pumpe, ako je promjer klipa *100 mm*, hod klipa *120 mm*, promjer klipnjače *30 mm*, a pumpa radi s $n = 100$ *o/min*?

Rješenje:

Površina poprečnog presjeka klipa

$$A = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} = \frac{0{,}1^2 \cdot \pi}{4} = 0{,}00314 \ m^2$$

Površina poprečnog presjeka klipnjače

$$A_o = \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{0{,}03^2 \pi}{4} = 0{,}0007 \ m^2$$

Teoretska dobava pumpe

$$Q_t = \frac{2\left(A - \frac{A_o}{2}\right) s\, n}{60} = \frac{2\left(0{,}00314 - \frac{0{,}0007}{2}\right)}{60} = 0{,}00112 \ m^3/s = 1{,}12 \ l/s$$

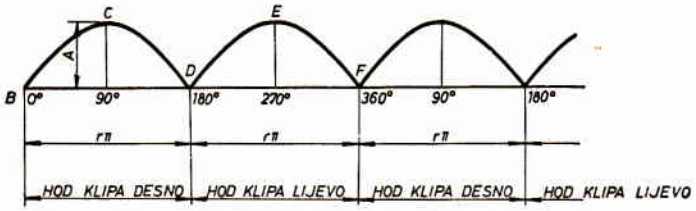
Volumni stupanj djelovanja prema formuli (52)

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_t} = \frac{1{,}05}{1{,}12} = 0{,}937$$

3.33 Dvocilindrične klipne pumpe

Vezivanjem dviju jednakih jednoradnih pumpa na zajedničku koljenčastu osovinu čija su osna koljena međusobno zakrenuta za 180° nastaje dvocilindrična jednoradna pumpa. U tom će slučaju sekundna dobava pumpe biti jednaka dvostrukoj dobavi jednoradne pumpe — formule (52) i (50).

$$Q = \eta_o \frac{2A\, s\, n}{60} \tag{68}$$

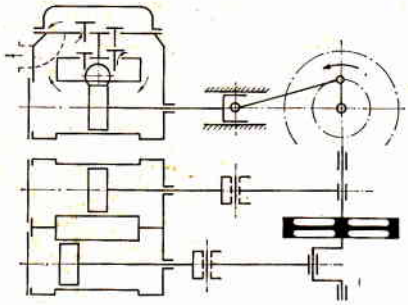


Sl. 99 Dijagram dobave dvocilindrične jednoradne klipne pumpe

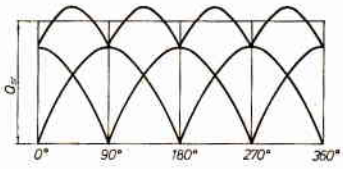
Dijagram dobave ovakve dvocilindrične jednoradne klipne pumpe predočuju dvije sinusoide *BCD* i *DEF* (sl. 99) s jednakim maksimalnim visinama *A* koje odgovaraju maksimalnoj dobavi Q_{max}. Isti ovaj dijagram dobio bi se i iz sl. 98, kada bi se zanemario utjecaj površine poprečnog presjeka klipnjače na dobavu dvoradne klipne pumpe $h = \frac{2A}{\pi}$.

Kod ovakve izvedbe dvocilindrične klipne pumpe bit će prema tome stupanj nejednolikosti dobave jednak

$$\frac{Q_{max}}{Q_{sr}} = \frac{A}{h} = \frac{A \cdot \pi}{2A} = \frac{\pi}{2} = 1{,}57 \qquad (69)$$



Sl. 100 Principijelna shema dvocilindrične dvoradne klipne pumpe



Sl. 101 Dijagram dobave dvocilindrične dvoradne klipne pumpe

Dvocilindrične pumpe s tanjurastim klipovima najčešće se izvode kao dvoradne. Pri tom njihova koljenčasta osovina ima koljena međusobno pomaknuta za 90° (sl. 100). Dijagram dobave takve pumpe prikazan je na sl. 101. Ukupna dobava kod pojedinog položaja osnog koljena (vršna krivulja) dobiva se kao zbroj dobava jednog i drugog cilindra u određenom trenutku.

Primjer 33:

Kolika je dobava dvocilindrične dvoradne klipne pumpe ako je zadan:

promjer klipa	$s = 180\ mm$
hod klipa	$d = 45\ mm$
promjer klipnjače	$n = 80\ o/min$
broj okretaja	$D = 150\ mm$
volumni stupanj djelovanja	$\eta_o = 0{,}93$

Rješenje:

Površina poprečnog presjeka klipa

$$A = \frac{D^2 \pi}{4} = \frac{0{,}15^2 \pi}{4} = 0{,}01767\ m^2$$

Površina poprečnog presjeka klipnjače

$$A_o = \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{0{,}045^2 \pi}{4} = 0{,}00159\ m^2$$

Dobava dvocilindrične dvoradne klipne pumpe jednaka je dvostrukoj dobavi jednocilindrične dvoradne klipne pumpe pa će se za njeno izračunavanje koristiti formula (67)

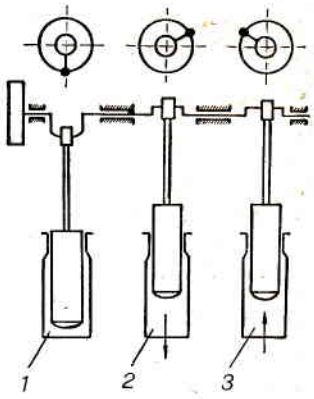
$$Q = 2\,\eta_o \frac{2\left(A - \frac{A_o}{2}\right) s \cdot n}{60} = 2 \cdot 0{,}93 \frac{2\left(0{,}01767 - \frac{0{,}00159}{2}\right) 0{,}18 \cdot 80}{60}$$

$$= 0{,}015\ m^3/s = 15\ l/s$$

3.34 Višecilindrične klipne pumpe

Od svih višecilindričnih pumpa najčešću primjenu nalaze trocilindrične klipne pumpe. One se sastoje od tri jednoradne pumpe povezane na zajedničku koljenčastu osovinu uz zajednički usisni i zajednički tlačni cjevovod. Osna su koljena koljenčaste osovine međusobno pomaknuta za 120°.

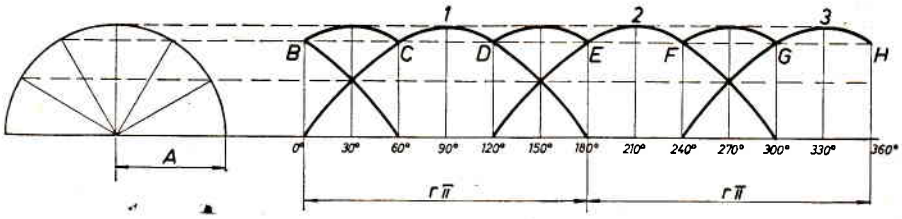
Na sl. 102. shematski je prikazana jedna trocilindrična klipna pumpa. Prema prikazanom položaju klipova radni se proces odvija slijedećim redoslijedom: u cilindru (1) završeno je potiskivanje tekućine; u cilindru (2) vrši se potiskivanje tekućine; u cilindru (3) vrši se usisavanje tekućine. Kod slijedećeg okretaja koljenčaste osovine klip se u cilindru (1) pomiče prema gore i vrši usisavanje tekućine; klip u cilindru (2) produžava gibanje prema dolje i završava proces potiskivanja tekućine; klip u cilindru (3) nastavlja svoje gibanje prema gore i završava proces usisavanja tekućine. Takvom izvedbom u svakom trenutku rada vrši se dobava tekućine.



Sl. 102 Trocilindrična jednoradna klipna pumpa

S obzirom na to da se ova trocilindrična klipna pumpa sastoji od tri jednoradne pumpe, njena sekundna dobava bit će jednaka trostrukoj dobavi jednocilindrične jednoradne pumpe, tj.

$$Q = \eta_o \frac{3 \cdot A \cdot s \cdot n}{60} \tag{70}$$



Sl. 103 Dijagram dobave trocilindrične jednoradne klipne pumpe

Analogno, dijagram dobave sastojat će se od triju sinusoida međusobno pomaknutih za 120° uz zbrajanje njihovih visina (sl. 103). Na sl. 104, krivulja *1* predočuje sinusoidu dobave cilindra (1), koji počinje dobavu kod $\alpha = 0°$, a završava kod $\alpha = 180°$ zakretnog kuta koljenčaste osovine. Krivulja (2) predočuje sinusoidu dobave cilindra (2), koji počinje dobavu kod $\alpha = 120°$ a završava kod $\alpha = 300°$. Krivulja (3) predočuje dobavu cilindra (3) koji počinje dobavu kod $\alpha = 240°$, a završava kod $\alpha = 60°$ slijedećeg okretaja koljenčaste osovine. Istovremenom dobavom pojedinih cilindara dolazi do preklapanja si-

Kod povratnog hoda klipa, tj. od desna na lijevo bit će volumen potisnute tekućine iz lijeve komore V_{lt} $[m^3]$ u tlačni cjevovod

$$V_{lt} = A \cdot s - V_{dt} = A \cdot s - [A \cdot s - (A - A_1) \cdot s] = (A - A_1 \cdot s$$

Prema tome će diferencijalna klipna pumpa za vrijeme jednog hoda klipa naprijed i natrag dobaviti količinu tekućine Q $[m^3]$

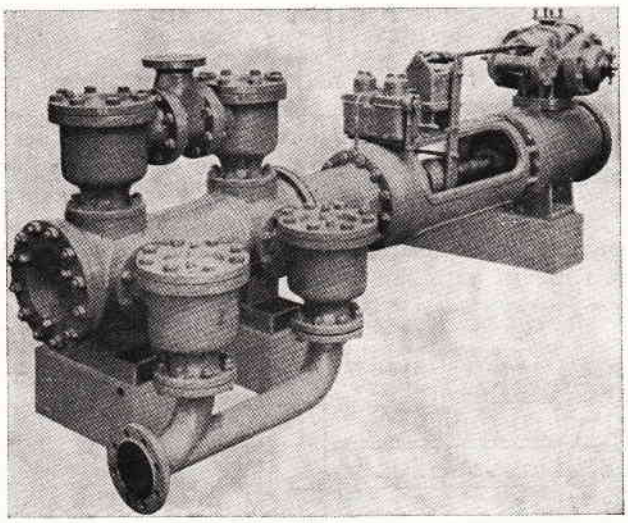
$$Q = V_{dt} + V_{lt} = A_1 \cdot s + (A - A_1) \cdot s = A \cdot s \qquad (72)$$

a to je jednako dobavi jednoradne klipne pumpe.

Diferencijalne klipne pumpe često se koriste zbog svoje jednolike i ravnomjerne dobave, a osobito su pogodne za male dobavne količine i visoke pritiske.

3.36 Parne klipne pumpe

Parne klipne pumpe nemaju pogonskog polužno-zglobnog mehanizma, a klip cilindra za tekućinu zajedničkom klipnjačom neposredno je povezan s klipom parnog cilindra.



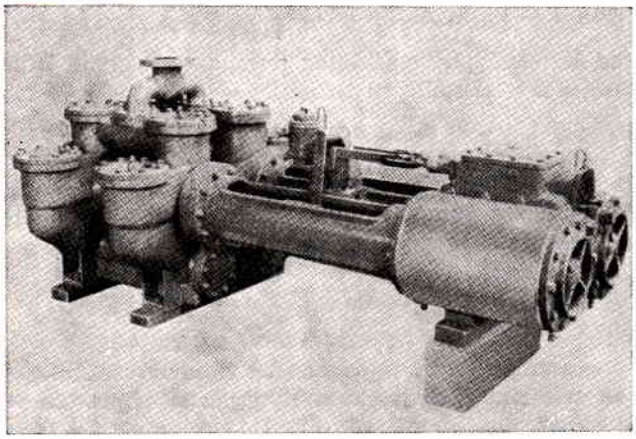
Sl. 105 Simpleks parna pumpa

Parne se klipne pumpe izvode kao jedno i kao dvocilindrične. U osi cilindra za tekućinu nalazi se i odgovarajući parni cilindar, a najčešće svaki cilindar pumpe ima svoj parni cilindar. Međutim, ima i izvedbi u kojih jednom cilindru pumpe pripadaju dva parna cilindra, pa se u tom slučaju na zajedničkoj klipnjači nalaze tri klipa (dva parna i jedan za tekućinu).

Parne klipne pumpe koje imaju jedan cilindar za tekućinu i jedan parni cilindar nazivaju se simpleks pumpe (sl. 105), a parne klipne pumpe sa dva cilindra za tekućinu i dva parna cilindra nazivaju se dupleks pumpe (sl. 106).

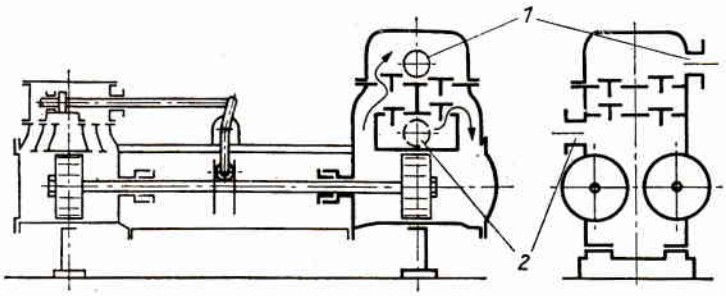
Simpleks pumpe mogu biti jednoradne i dvoradne. Jednoradne simpleks pumpe nalaze samo ograničenu primjenu, npr. kao pumpe za uklanjanje kondenzata iz kondenzatora parnih strojeva.

Daleko najširu primjenu našle su dupleks pumpe. One se isključivo izvode kao dvoradne pumpe. Shematski prikaz jedne takve pumpe dan je na sl. 107.



Sl. 106 Dupleks parna pumpa

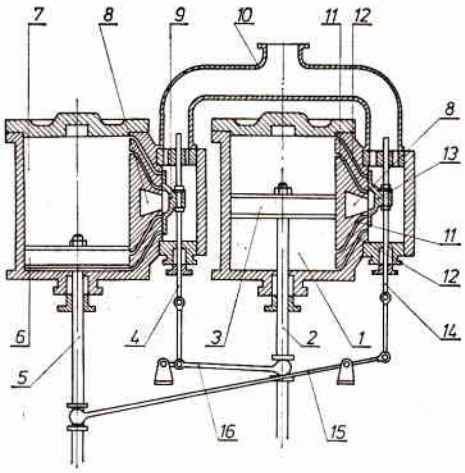
Parne klipne pumpe, bez obzira na svoju neekonomičnost, našle su široku primjenu u mnogim granama privrede. Naročito su prikladne za pogone u kojima je potrebna apsolutna sigurnost u radu i u kojima se postavljaju strogi zahtjevi protupožarne zaštite, kao npr. u naftnoj i kemijskoj industriji. Kod transporta nafte i njenih derivata, kod kojih se viskozitet jako mijenja ovisno o temperaturi, parna je klipna pumpa nezamjenljiva; naime, u slučaju porasta viskoziteta pumpa će automatski smanjiti broj hodova, a time smanjiti i dobavu, pa će moći razviti potreban veći pritisak.



Sl. 107 Principijelna shema dupleks parne pumpe
1 — tlačni priključak; 2 — usisni priključak

Kao što je već spomenuto, od svih parnih klipnih pumpa najčešće se koriste dupleks pumpe — koje nastaju spajanjem dviju dvoradnih pumpa u jedan agregat. Dupleks pumpe obično rade sa 40 — 50 dvojnih hodova u minuti, a kod dobave hladne vode i do 100.

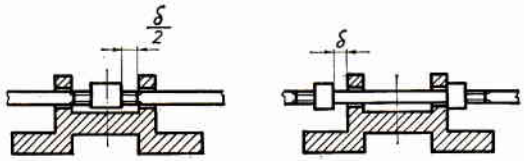
Kod dupleks pumpa naročito je karakterističan način razvoda pare. On se vrši razvodnicima pare koji dobivaju pogon od klipnjača. Pri tom se razvodnik jednog cilindra giba pomoću polužnog mehanizma klipnjače drugog cilindra i obratno.



Sl. 108 Shema parnog dijela dupleks pumpe

1, 7 — Parni cilindri; 2, 5 — klipnjače; 3, 6 — klipovi; 4, 14 — motke razvodnika; 8 — otvor za ispust pare; 9, 13 — razvodnici pare; 10 — cijev za dovod svježe pare; 11 — kanali za ispust pare; 12 — kanali za upuštanje svježe pare; 15, 16 — vezne poluge

Na sl. 108. prikazana je shema parnog dijela dupleks pumpe. U parnim cilindrima (1) i (7) nalaze se klipovi (3) i (6) koji su s klipnjačama (2) i (5) povezani s plikovima pumpe. I na pokrovnu i na osovinsku stranu cilindara uvedena su po dva kanala. Pri tom krajnji kanali (12) služe samo za upuštanje pare, a srednji kanali (11) služe samo za ispust pare. Razvodnici pare (13) i (9) gibaju se unutar razvodnih komora u koje se po cijevi (10) uvodi svježa para. Para koja je izvršila rad odlazi kroz otvor (8) u izlaznu parnu cijev.



Sl. 109 Učvršćenje razvodnika pare za motku

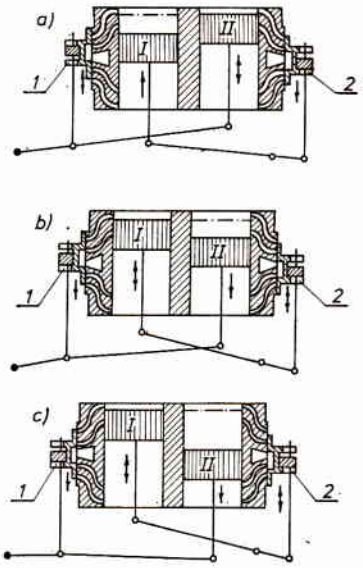
Razvodnici pare učvršćeni su za motke (14) i (4). Razvodnik (13) povezan je polugom (15) sa klipnjačom (2). Kod dupleks pumpa razvodnici pare pričvršćeni su na svoje motke tako da omogućuju i kratkotrajno zadržavanje klipa parnog cilindra u mrtvim položajima. Na sl. 109. prikazana su dva načina učvršćenja razvodnika za motku, a i za jedan i za drugi način karakteristično je postavljanje jednog, odnosno dva graničnika na motku razvodnika. S obzirom na mogućnost slobodnog hoda δ motke razvodnika klip parnog cilindra zadržava se izvjesno vrijeme (0,1 — 0,3 s) u mrtvim položajima, tj. dolazi do kratkotrajnog prekida njegovog gibanja. Ova mjera povoljno djeluje na rad ventila, jer na taj način oni imaju dovoljno vremena da se pravovremeno i mirno spuste na svoja sjedišta.

Nešto prije nego klip parnog cilindra dupleks pumpe dođe do mrtvog položaja, on prekriva kanal za ispust pare pa se zaostali dio pare u cilindru kompримira. Ostvareni parni jastuk djeluje kao amortizer i omogućuje polaganje zaustavljanje klipa, a istovremeno spriječava udar klipa u pokrov ili dno cilindra.

Na sl. 110. shematski su prikazana tri uzastopna položaja klipova i razvodnika dupleks pumpe. Na sl. 110 a klip se (1) giba prema gore. S njegovom klipnjačom povezan polužni mehanizam doveo je graničnik razvodnika (2) do upore pa se razvodnik (2) počinje gibati iz srednjeg položaja. Klip II nalazi se u gornjem mrtvom položaju.

Na sl. 110 b klip *I*, nakon što je prekrio kanal za ispust pare i komprimirao zaostalu paru u gornjem dijelu cilindra — zaustavio se je u gornjem mrtvom položaju; na putu prema gornjem mrtvom položaju istovremeno je svojim polugama pokrenuo razvodnik (2) prema dolje pa para ulazi u gornji dio desnog cilindra i pomiče klip *II* prema dolje.

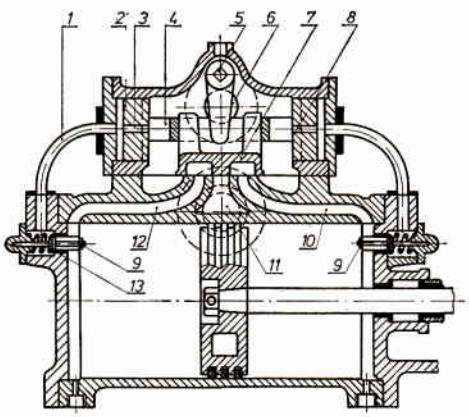
Na sl. 110 c klip *II* je doveo razvodnik (1) u srednji položaj. Daljnjim gibanjem klipa *II* prema dolje razvodnik (1) upušta svježu paru u gornji dio lijevog cilindra i klip *I* počinje se gibati prema dolje.



Sl. 110 Međusobni položaj klipova i razvodnika dupleks pumpe

Kod dupleks pumpa primijenjuju se parni strojevi sa stopostotnim punjenjem, tj. strojevi u kojih para ulazi u cilindar za cijelo vrijeme hoda klipa. Pokušaji da se ekonomičnost dupleks pumpa povisi primjenom ekspanzionih parnih strojeva nisu uspjeli. Naime, ekspanzija se pare može dozvoliti samo na malom dijelu hoda klipa, jer će u protivnom slučaju doći do naglog poremećaja ravnomjernog gibanja klipa i do njegovog prijevremenog zaustavljanja. Osim toga bi primjena ekspanzionih parnih strojeva zahtjevala znatno složeniji razvodni mehanizam.

Da bi se povećala ekonomičnost rada parne klipne pumpe ranije su se dupleks pumpe znale izvoditi sa po dva pa čak i tri parna cilindra. Nakon što je



Sl. 111 Primjer jednostavne konstrukcije mehanizma za razvod pare simpleks pumpe

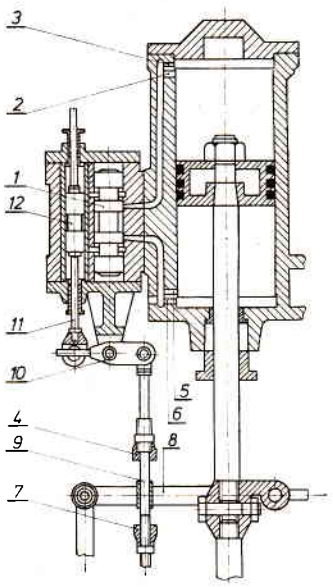
1 — spojna cijev; 2 — klip razvodnika; 3, 8 — provrti u klipovima; 4 — spojni elementi; 5 — poluga; 6 — dovodna cijev svježe pare; 7 — školjka razvodnika; 9 — podizač ventila; 10, 12 — kanali za paru; 11 — cijev za ispust pare; 13 — ventil

para izvršila rad u jednom cilindru, odvodila se je u drugi cilindar većeg promjera pa eventualno iz drugog cilindra i u treći još većeg promjera. Svi ovi parni cilindri nalazili su se u sitoj osi sa cilindrom za tekućinu. Međutim, radi svojih velikih dimenzija i težne danas se ovakve pumpe vše ne koriste.

Ekonomičnost rada parne klipne pumpe može se povećati:

— ako se para, koja je izvršila rad, nakon izlaska iz cilindra još koristi u tehnološkom procesu (zagrijavanje vode, grijanje i sl.);
— primjenom pare visokog pritiska;
— povećanjem broja hodova u jedinici vremena;
— smanjenjem hoda klipa.

Simpleks pumpe u pravilu se izvode kao dvoradne, a pojedine se konstrukcije međusobno razlikuju samo u parnom dijelu. Naročito ima mnogo različitih izvedba razvoda pare.



Sl. 112 Mehanizam za razvod pare s dva klipna razvodnika kod simpleks pumpe
1 — glavni razvodnik; 2, 5 — glavni parni kanali; 3, 6 — pomoćni otvori za upuštanje pare; 4 — gornji graničnik; 7 — donji graničnik; 8 — poluga; 9 — vreteno; 10 — poluga; 11 — motka razvodnika; 12 — pomoćni razvodnik

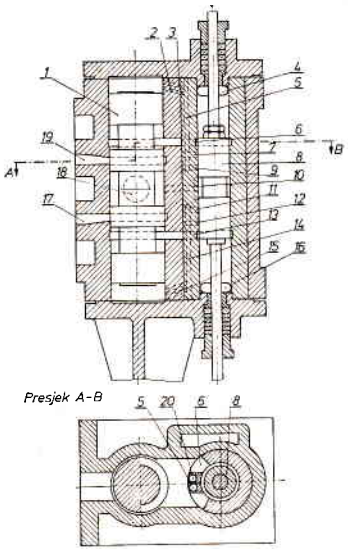
Na sl. 111. prikazana je jedna od jednostavnijih konstrukcija mehanizma za razvod pare. Razvodnik (7) giba se između dva mala klipa (2), koji su spojnim elementom (4) međusobno povezani i s razvodnikom čine jednu cjelinu. U klipovima su izbušeni provrti (3), (8) promjera 3 do 5 mm. Kroz ove provrte probija se svježa para koja iz dovodne cijevi (6) dolazi u komoru razvodnika. U srednjem položaju razvodnika, prikazanom na slici, ulazni i ispusni kanali prekriti su razvodnikom, pa nema ni ulaženja niti izlaženja pare iz cilindra.

Da bi se pumpa pokrenula, potrebno je pomicanjem vanjske ručice pomoću poluge (5) pomaknuti razvodnik u jedan od krajnjih položaja, na primjer u desni krajnji položaj. Tada će svježa para po kanalu (10) ulaziti u desnu polovicu cilindra i potiskivati klip na lijevo, a istovremeno će se iz lijeve polovine cilindra preko kanala (12) izbacivati para koja je izvršila rad te odvoditi u izlaznu cijev (11).

Pri dolasku u lijevi krajnji položaj klip će udariti u podizač (9) ventila (14), svladati silu ventilske opruge i tako otvoriti ventil. Na taj će se način

lijeva strana cilindra preko cijevi (1) spojiti s lijevom stranom komore razvodnika. Pri tom će se smanjiti pritisak iza lijevog klipa (2), jer će se prostor iza klipa preko cijevi (1) spoziti s kanalom (12) i izlaznom cijevi (11).

Zahvaljujući postignutoj razlici pritiska ispred i iza klipova (2), oni će se pomaknuti u lijevo, a s njima i razvodnik pare (7). Sada će doći do upuštanja pare u lijevu stranu cilindra, klip se počinje gibati u desno, dolazi do izbacivanja pare iz desne strane cilindra itd.



Sl. 113 Detalj razvodnika pare s dva klipa
1 — glavni razvodnik; 2, 9, 10, 20 — kanali za ispust pare; 3, 5, 7 — kanali za dovod pare u gornji dio komore glavnog razvodnika; 4, 16 — glavni kanali za dovod sviježe pare; 6, 11, 13 — kanali u međustijenci razvodnika; 8 — pomoćni razvodnik; 12, 14, 15 — kanali za dovod pare u donji dio komore glavnog razvodnika; 17, 19 — priključni kanali za vezu s parnim cilindrom; 18 — otvor za ispust pare

Najveću manu opisanog mehanizma za razvod pare predstavljaju ventili (13) koji se otvaraju djelovanjem samog klipa. Uslijed toga je teško postići sigurno zatvaranje ventila i spriječiti izvjesno propuštanje pare u zatvorenom položaju ventila.

Na sl. 112. prikazano je savršenije konstruktivno rješenje razvodnog mehanizma simpleks pumpe. Kod ove konstrukcije razvod pare vrši se pomoću dva klipna razvodnika. Glavni razvodnik (1) vrši razvod pare u gornji i donji dio cilindra, a promjena položaja razvodnika vrši se djelovanjem pare. Pomoćni razvodnik (12) vrši upravljanje glavnog razvodnika (1), a gibanje dobiva preko polužnog mehanizma vezanog za klipnjaču.

Kada se klip iz srednjeg položaza giba prema gore, povlači polugu (8), ali do gibanja vretena (9) doći će tek kada poluga (8) udari u gornji graničnik (4). Sve do tog trenutka neće doći ni do pomicanja pomoćnog razvodnika (12). Pri približavanju klipa gornjem mrtvom položaju poluga (8) će se upeti u gornji graničnik (4), vreteno (9) će se pomaknuti i preko poluge (10) i motke (11) pomaknuti pomoćni razvodnik 12) prema dolje. Pri tom će se osloboditi otvori (6), (7) i (11) na stijenci komore pomoćnog razvodnika (8) — sl. 113).

Svježa para koja se kanalima (4), (16) dovodi u komoru pomoćnog razvodnika prolazi kroz otvor (7) i izbušene kanale (5), (3) u gornji dio komore glavnog razvodnika (1). Djelovanjem pritiska pare na gornje tjeme glavnog razvodnika, on će se pomaknuti prema dolje, a na stijenci komore glavnog razvodnika otvorit će se kanali (19) i (17). Kroz kanal (19) će svježa para ulaziti u gornji dio parnog cilindra a kroz kanal (17) izlazit će para koja je izvršila rad u donjem dijelu cilindra te će kroz izlaznu cijev (18) odlaziti napolje.

Djelovanjem pritiska svježe pare klip će se u parnom cilindru početi potiskivati prema dolje. Neposredno prije svog donjeg mrtvog položaja — upiranjem poluge (8) u donji graničnik (7), preko vretena (9), poluge (10) i motke (11) — pomoćni razvodnik (12) će se pomaknuti prema gore, zatvoriti otvore (6), (7) i (11) te otvoriti otvore (13), (12) i (9). Svježa para će sada prolazom kroz otvor (12) i izbušene kanale (14) i (15) doći u donji dio komore glavnog razvodnika (1). Istovremeno će se para iz gornjeg dijela komore glavnog razvodnika potiskivati kroz provrt (2), izbušeni kanal (20) (paralelan s kanalom 5) i otvor (9) u prstenasti međuprostor pomoćnog razvodnika, koji je kanalom (10) povezan s izlaznom cijevi (18).

S obzirom na postignutu razliku pritiska na gornje i donje tjeme glavnog razvodnika, on će se pomicati prema gore i svojim donjim prstenastim međuprostorom spojiti kanal (17) s dovodnom cijevi svježe pare (16), a istovremeno će gornji kanal (19) svojim središnjim prstenastim međuprostorom spojiti s izlaznom cijevi (18).

Pri dolasku u svoj gornji mrtvi položaj glavni će razvodnik zatvoriti kanal za ispust pare (2) i komprimirati zaostali dio pare. Stvoreni parni jastuk djelovat će kao amortizer i spriječiti udar glavnog razvodnika u pokrov komore.

Pri dolasku u svoje mrtve položaje klip parnog cilindra zatvara glavne parne kanale (2), (5) — (sl. 113) pa se i u parnom cilindru vrši izvjesna kompresija zaostale pare, a to povoljno utječe na mirniji rad pumpe. Pomoćni otvori (3) i (6), kroz koje se para najprije upušta ucilindar u trenutku pokretanja klipa iz mrtvog položaja, malog su presjeka i dozvoljavaju samo kratkotrajno zadržavanje klipa u mrtvom položaju.

Zahvaljujući izvjesnom zadržavanju klipa u mrtvim položajima, omogućeni su bolji uvjeti rada ventila pumpe, tj. oni imaju dovoljno vremena da se polako spustve na svoje sjedište i da se potpuno zatvore. Zbog toga kod parnih klipnih pumpa gotovo uopće ne dolazi do povrata tekućine iz cilindra pumpe u usisni cjevovod ili iz tlačnog cjevovoda u cilindar, pa te pumpe imaju visoki volumni stupanj djelovanja (do 0,95 — 0,97).

3.4 GLAVNI DIJELOVI PUMPE

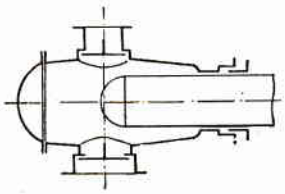
3.41 Cilindar

Cilindar klipne pumpe — često puta nazivan i kućište pumpe — konstruktivno se izvodi ovisno o primijenjenom materijalu i o radnom pritisku, da bi hidraulički otpori pri prolazu tekućine kroz njega bili što manji. Pumpa može imati jedan ili više cilindara izvedenih u zajedničkom bloku ili svaki posebno. Kao materijal najčešće se koristi lijevano željezo. Cilindri pumpa za srednje pritiske prave se od čeličnog lijeva, dok se cilindri za vrlo visoke pritisak izvode bušenjem punih čeličnih otkivaka.

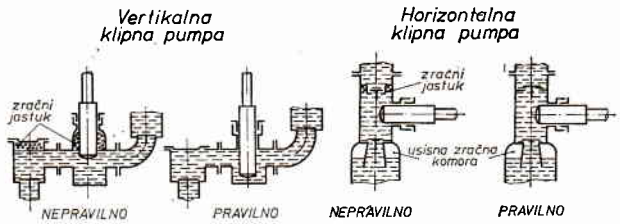
Cilindri pumpa za slabe kiseline i morsku vodu lijevaju se od bronce, dok se kod jako agresivnih kiselina i lužina koristi nerđajući čelik, olovo, porculan i sl. Često puta se samo unutrašnjost cilindra oblaže posebnim materijalima, kao npr. olovom, tvrdom gumom i sličnim materijalima.

Zbog smanjenja hidrauličkih gubitaka potrebno je da je cilindar pumpe konstruktivno tako izveden da tekućina na svom putu kroz cilindar od usisne do potisne cijevi prolazi najkraćim mogućim putom i bez znatnih promjena

smjera. Kad toga je bitno da u cilindru ne dolazi do stvaranja zračnih jastuka, koji se pojavljuju u mrtvim zonama na najvišim točkama cilindra. Zbog toga je potrebno da tlačni ventil bude smješten na najvišem mjestu cilindra i to tako da se u području tlačnog ventila cilindar postepeno proširuje. Zrak koji je ušao kroz usisni ventil sakuplja se ispod tlačnog ventila i kod slijedećeg hoda klipa lako odlazi kroz tlačni ventil iz cilindra. Jednu takvu dobru izvedbu cilindra klipne pumpe prikazuje sl. 114, dok je na sl. 115 izvršen usporedni, shematski prikaz i loše i dobre izvedbe vertikalnih i horizontalnih klipnih pumpa s obzirom na stvaranje zračnih jastuka.



Sl. 114 Cilindar klipne pumpe s duguljastim klipom



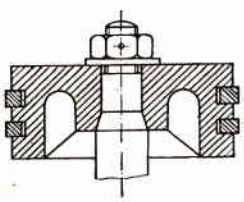
Sl. 115 Loša i dobra izvedba klipne pumpe s obzirom na stvaranje zračnih jastuka

Kod pumpa s tanjurastim klipom samo izmzetno dolazi do neposrednog dodira klipa i stijenke cilindra, nego se u većini slučajeva u cilindar ugrađuje posebna košuljica od lijevanog željeza ili bronce koja se vijcima pričvršćuje za stijenku cilindra ili se pod pritiskom utiskuje u zagrijani cilindar. Time se postiže da neminovno habanje dodirnih površina klipa i cilindra tokom rada ne dovede do potrebe izmjene cijelog cilindra, nego je dovoljno promijeniti samo košuljicu.

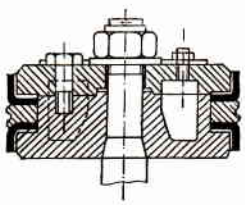
3.42 Klip

Kod klipnim pumpa upotrebljavaju se dva osnovna konstruktivna oblika klipova — tanjurasti i duguljasti klipovi. Tanjurasti klipovi općenito se koriste za niske i srednje pritiske, dok se kod visokih pritisaka koriste isključivo dugolzasti klipovi. Osnovni je razlog za korištenje dugoljastih klipova u tom, što se s tanjurastim klipovima kod visokih pritisaka ne može postići dovoljno brtvljenje.

Tanjurasit klipovi mogu biti izvedeni od jednog komada i kao dvodjelni. Sl. 116. prikazuje jednodjelni klip s jednim tjemenom. Takvi se klipovi upotrebljavaju samo kod jednoradnih klipnih pumpa. Spajanje se klipa i klipnjače najčešće vrši na konus uz pritezanje maticom. Time se osigurava potreban dosjed i međusobno nalijeganje, a kod rastavljanja pumpe klip se lako skida s



Sl. 116 Jednodjelni tanjurasti klip s metalnim brtvenim prstenima



Sl. 117 Dvodjelni tanjurasti klip s kožnim manžetama

klipnjače. Na sl. 117. prikazan je dvodjelni klip sa dva tjemena. Takvi se klipovi upotrebljavaju u dvoradnih pumpa.

Brtvljenje je između klipa i cilindra potrebno da bi se spriječio prolaz tekućine s potisne na usisnu stranu cilindra. Kod tanjurastih klipova brtvljenje se vrši pomoću samog klipa. Cilindar odnosno ugrađena košuljica moraju biti obrađeni po cijeloj dužini, a u utore po obodu klipa postavljaju se odgovarajući brtveni prsteni.

Način brtvljenja klipa i materijal primijenjene brtve ovise o vrsti i naravi tekućine koja se pumpa. Ako je tekućina čista, bez pijeska ili drugih abrazivnih čestica, primjenjuju se metalni brtveni prsteni. Ovi prsteni izrađuju se od lijevanog željeza, crvenog lijeva ili bronce, a prikladni su zbog niskog koeficijenta trenja. Obično se postavljaju dva do tri prstena. Klip prikazan na sl. 116. ima dva metalna prstena.

Kod pumpa za čistu i hladnu vodu i kod manjih brzina klipa upotrebljavaju se i kožne brtve u obliku prsetna ili manžete. Umjesto kožne brtve danas se često primjenjuju i prešane manšete od pamučnog prediva impregnirane umjetnim kaučukom. Ove su brtve trajnije i postojanijeg oblika od kožnih brtvi. Klip prikazan na sl. 117. izveden je s kožnim manšetama.

Kod pumpanja pjeskovite vode korisna je primjena brtvenih prstena od tvrde gume ili plastičnih masa.

Dok tanjurasti klipovi za vrijeme svog hoda dodiruju stijenku cilindra po njenog cijeloj dužini, dugoljasti se klipovi u cilindru slobodno gibaju, a do dodira dolazi samo na brtvenim plohama (v. sl. 114). Uslijed toga nije potrebna obrada stijenke cilindra, ali zato klip treba biti brušen po cijeloj svojoj dužini — koja j euvijek veća od hoda klipa. Dugoljasti su klipovi obično neposredno vezani ze križnu glavu, a njihovo brtvljenje vrši se pomoću brtvenica s vanjske strane cilindra, što omogućuje da se u svako doba lako utvrdi kakvo kakvo je brtvljenje. Primjenom odgovarajućih brtvi postiže se vrlo dobro brtvljenje, pa su zato dugoljasti klipovi naročito prikladni za visoke pritiske.

Dugoljasti klipovi obično se rade od lijevanog željeza ili čelika. Klipovi manjih promjera izvode se od punog komada, dok se kod većih promjera izvode kao šuplji cilindir. Kod klipova za agresivne tekućine koriste se odgovarajući materijali pri čemu se klip izvodi cijeli iz tog materijala ili se nanosi samo zaštitni površinski sloj.

3.43 Ventili

Ventili su elementi koji omogućuju periodičko spajanje cilindra pumpe s usisnim i tlačnim cjevovodom te time ostvarenje procesa usisavanja i potiskivanja.

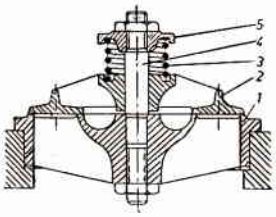
Ventili klipnih pumpa propuštaju tekućinu samo u jednom smjeru. Pri gibanju tekućine u suprotnom smjeru ventili se zatvaraju i sprečavaju prolaz tekućini. Zatvaranje ventila vrši se djelovanjem njihove vlastite mase ili djelovanjem opruge.

Ispravan je rad ventila osnovni preduvjet i za dobar rad čitave klipne pumpe, pa dobro konstruktivno izveden ventil mora imati slijedeće karakteristike:

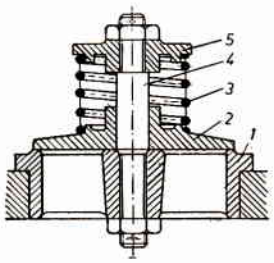
1) masa ventila opterećenog oprugom mora uz još dovoljnu čvrstoću biti što manja i to manja što je veći broj okretaja pumpe. Teški ventili imaju znatnu inerciju, pa se otvaraju i zatvaraju sa zakašnjenjem;
2) ventil mora pružati mali otpor strujanju tekućine;

3) zatvaranje se ventila mora vršiti tiho i mirno uz potpuno nalijeganje ventila na svoje sjedište;
4) na ventilskom sjedištu tokom rada ne smije doći do deformacija koje bi mogle prouzročiti propuštanje ventila.

Zahtjev za što manjom masom uz istovremenu potrebnu veliku čvrstoću kod teških uvjeta rada uvjetuje primjenu visokokvalitetnih materijala za izradu ventila i njihovih sjedišta. Ventilska se sjedišta i pladnjevi prave od fosforne bronce, crvenog lijeva, čeličnog lijeva s dodatkom kroma i sl. Ventilska vretena i opruge prave se od nerđajućeg opružnog čelika.



Sl. 118 Tanjurasti ventil klipne pumpe
1 — sjedište; 2 — pladanj; 3 — opruga; 4 — vreteno; 5 — uporna pločica



Sl. 119 Prstenasti ventil klipne pumpe
1 — sjedište; 2 — prsten; 3 — opruga; 4 — vreteno; 5 — uporna pločica

Metalno je sjedište ventilskog pladnja pogodno samo za potpuno čistu vodu. Pri transportiranju nečiste, pjeskovite ili muljevite vode potrebno je da ventilski plaadnj naliježe na meku dosjednu plohu, npr. koža ili guma. Time se istovremeno postiže i meko zatvaranje ventila.

U suvremenih klipnih pumpa najčešće se koriste ventili opterećeni oprugom. Ventili se otvaraju djelovanjem pritiska protočne tekućine, a zatvaraju djelovanjem opruge i mase ventilskog pladnja i opruge.

Konstruktivne su izvedbe ventila vrlo različite, ali najviše se koriste tanjurasti (sl. 118) i prstenasti (sl. 119) ventili. Prstenasti ventili imaju veću propusnu sposobnost i primjenjuju se kod relativno većih pumpa. Prstenasti ventili izvode se sa jednim, dva ili više koncentričnih prstena. Ventil na sl. 119. izveden je sa jednim prstenom.

Tanjurasti i jednoprstenasti ventili sastoje se od ovih osnovnih dijelova: sjedište (1) na koje naliježe pladanj ili prsten (2), vreteno (4) — koje je svojim donjim dijelom pričvršćeno za srednji dio sjedišta, opruga (3), koja se gornjim dijelom upire u pločicu (5), a donjim dijelom u pladanj odnosno središnji dio prstena.

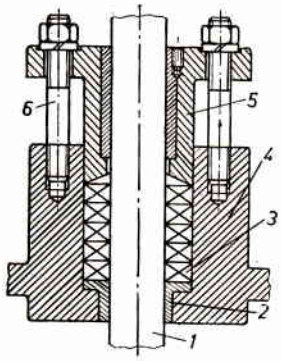
Kod prstenastih ventila tekućina prolazi i s vanjske i s unutarnje strane prstena, a kod tanjurastih samo s vanjske strane pladnja.

Osim usisnih i tlačnih ventila klipna pumpa najčešće ima i poseban sigurnosni ventil. Od dolazi do izražaja u slučaju da je zatvoren zasun na tlačnom cjevovodu, pa bi pritisak koji razvija pumpa mogao dovesti do loma cilindra pumpe ili cjevovoda.

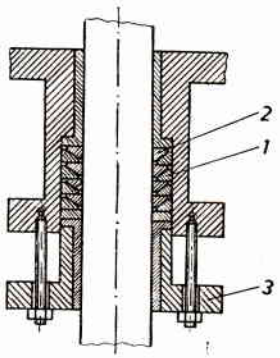
Kao sigurnosni ventili najčešće se koriste ventili opterećeni oprugom. Opruga je tako dimenzionirana da kod normalnog radnog pritiska drži ventil zatvorenim. Pri porastu pritiska iznad maksimalno dozvoljenog otvara se sigurnosni ventil i propušta tekućinu iz potisnog dijela pumpe u usisni. Nakon što pritisak ponovno spadne u normalne granice, ventil se zatvara.

3.44 Brtvenice

Brtvenice su elementi koje služe za sprečavanje gubitka tekućine na mjestu prolaza klipnjače ili dugoljastog klipa kroz cilindar odnosno kućište pumpe za vrijeme potisnog hoda klipa, a za vrijeme usisnog hoda sprečavaju ulazak zraka u unutrašnjost pumpe.



Sl. 120 Brtvenica s mekom brtvom
1 — klipnjača; 2 — unutarnji prsten; 3 — brtvena pletnica; 4 — kućište; 5 — obod brtvenice; 6 — vijak s maticom



Sl. 121 Brtvenica s metalnom brtvom
1 — vanjski prsten; 2 — unutarnji prsten; 3 — obod brtvenice

Kod klipnih pumpa koriste se tri osnovne vrste brtvenica: s mekom brtvom, s metalnom brtvom i s kombiniranom brtvom. Vrsta i materijal brtve ovise o tekućini koja se pumpa, o temperaturi tekućine i o veličini radnog pritiska.

Na sl. 120. prikazana je brtvenica s mekom brtvom. Pritezanjem matice vijka (6), dolazi do stvaranja aksijalne sile koja se preko oboda (5) i brtvene pletenice (3) prenosi na unutarnji prsten (2). Djelovanjem ove aksijalne sile povećava se poprečni presjek brtvene pletenice. Ona čvrsto nalijeđe uz klipnjaču i time spriječava prolaz tekućine.

Kod brtvenica s mekom brtvom najčešće se kao brtva upotrebljava pamučna pletenica natopljena lojem ili grafitom. Za sigurno su brtvljenje potrebna najmanje četiri navoja pletenice. Ove se brtve koriste, uglavnom, za niske i srednje pritiske.

Na sl. 121. prikazana je jedna od izvedbi brtvenica s metalnom brtvom. Brtva je izvedena od dvije vrste koničnih metalnih prstena. Pri tom se vanjski prsteni (1) iz tvrđeg metala (bronca, lijevano željezo, čelik) postavljaju tako da njihova šira strana naliježe uz stijenku kućišta pumpe. Šira strana unutarnjih prsetna (2) iz mekanijeg materijala (bijeli metal, mjed, tekstolit) treba nalijegati na klipnjaču. Pritezanjem oboda (3) prsteni (2) naliježu na klipnjaču, a prsteni (1) uz stijenku kućišta.

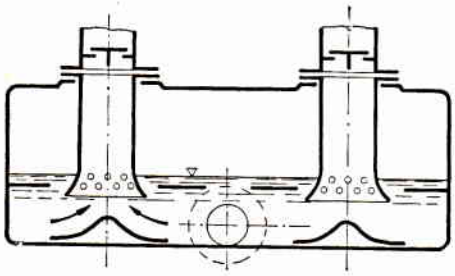
Metalne brtve zahtijevaju točnu obradu klipnjače, a kod crpljenja vode mogu se primijeniti samo za potpuno čistu vodu. Naročito je važno da u vodi nema pijeska. Metalne se brtve primjenjuju za visoke pritiske.

Kombinirana brtva sastoji se od metalnih prstena i prstena od plastičnih masa ili mekanih brtvenih pletenica. Primjenjuju se za visoke pritiske.

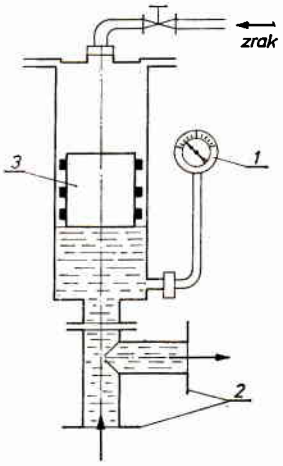
Kod pumpa za vruće tekućine koriste se brtvenice s vodenim plaštem. Osim toga, kod nekih konstrukcija, predviđen je i poseban dovod vode ili ulja za hlađenje i podmazivanje klipnjače.

3.45 Zračne komore

Zračne se komore postavljaju u neposrednoj blizini pumpe. Usisna se zračna komora izvodi često puta kao sastavni dio kućišta pumpa s kojim je odlivena u jednom komadu ili pak čini postolje na koje je smješten cilindar pumpe.



Sl. 122 Usisna zračna komora dvoradne klipne pumpe



Sl. 123 Upusni ventil
1 — vreteno za reguliranje količine zraka: — 2 brtva

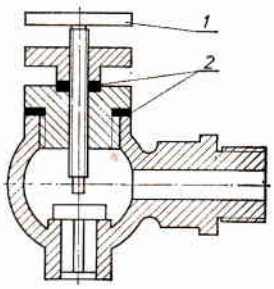
Za vrijeme usisnog hoda klipa u usisnoj zračnoj komori vlada potlak. Uslijed toga se iz tekućine izdvaja zrak, pa se količina zraka u komorici sve više povećava. Nivo se tekućine spušta, i u jednom se trenutku može spustiti i ispod otvora dovodne cijevi koja spaja usisnu zračnu komoru s radnom komorom pumpe. U tom će slučaju pumpa usisati veliku količinu zraka. Uslijed toga će doći do udara u pumpi i do lupanja ventila. Da bi se to spriječilo, na kraju dovodne cijevi izbuši se nekoliko malih rupa kroz koje pumpa kod svakog usisnog hoda usisa malu količinu zraka. Na taj se način izjebavaju udarci, a količina zraka u komori održava se približno konstantnom.

Na sl. 122. prikazana je usisna zračna komora jedne dvoradne pumpe. Kod dvoradnih pumpa izvodi se samo jedna, zajednička, usisna zračna komora. Na donjem dijelu dovodnih cijevi vide se otvori za usisavanje zraka. Priključak usisne cijevi izveden je tako da njegova najviša točka bude još ispod donjeg ruba dovodne cijevi, kako bi se osigurao što jednoličniji dotok tekućine. Usisni priključak u komoru i vertikalna dovodna cijev u pumpu međusobno su izvedeni pod pravim kutom. Time se postiže promjena pravca tekućine koja dolazi u komoru. Na taj se način spriječava da se hidraulički udari prenose u dovodnu cijev i pumpu. Međutim, te udarce preuzima zračni jastuk i prenosi ih na stijenke komore. Naznačene horizontalne ploče u komori služe za umirenje površine tekućine, a ujedno sprečavaju prodiranje većih količina zraka u dovodnu cijev.

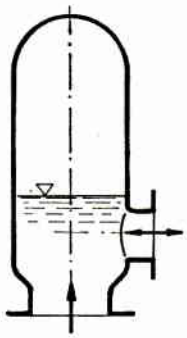
Tlačna je komora smještena neposredno iznad tlačnog ventila. U mnogim je slučajevima konstruktivno teško postaviti na pumpu zračnu komoru potrebne veličine. U tim se slučajevima iznad zračnog ventila postavlja mala komora koja je povezana sa zračnom komorom odgovarajuće veličine smještenom neposredno uz pumpu. Na taj se način mogu izvesti tlačne zračne komore i za dvije i više pumpa. Svaka pumpa ima svoju malu zračnu komoru, a glavna je zračna komora zajednička.

Kod dvoradnih klipnih pumpa može svaka strana pumpe imati svoju tlačnu komoru. Pri tom su i protsori za zrak i prostori za tekućinu obiju komora međusobno povezani — ili obje strane pumpe imaju zajedničku tlačnu zračnu komoru.

U tlačnoj zračnoj komori nalazi se tekućina pod pritiskom, koja uslijed toga apsorbira zrak iz komore. Ovo je upijanje zraka to veće, što je veći pritisak tekućine. Tekućina stalno odnosi sa sobom manje količine zraka, pa se njegova količina u komori smanjuje. Dopunjavanje zraka u komori vrši se pomoću posebnog malog kompresora ili se na kućištu pumpe postavlja mali upusni ventil (sl. 123) kroz koji klip kod svakog hoda usisa nešto zraka i potiskuje ga u tlačnu komoru.



Sl. 124 Tlačna zračna komora s klipom
1 — manometar; 2 — tlačni vod; 3 — klip



Sl. 125 Tlačna zračna komora

Ovakvo je obogaćivanje tekućine zrakom nezgodno u pojedinim pogonima, npr. kod pumpa za napajanje parnih kotlova, jer kisik iz zraka korozivno djeluje na stijenke kotla. U takvim se slučajevima između tekućine i zraka u tlačnoj komori postavlja poseban klip (sl, 124) koji zatvara puni presjek komore, pa tekućina nema dodira za zrakom i ne može ga upijati.

I kod tlačnih zračnih komora nije poželjno da dovodna cijev iz pumpe i tlačni priključak komore stoje u istom pravcu. Tlačna zračna komora s priključcima međusobno pomaknutim pod pravim kutom prikazana je na sl. 125.

3.5 PONAŠANJE KLIPNIH PUMPA U POGONU

3.51 Karakteristične krivulje klipnih pumpa

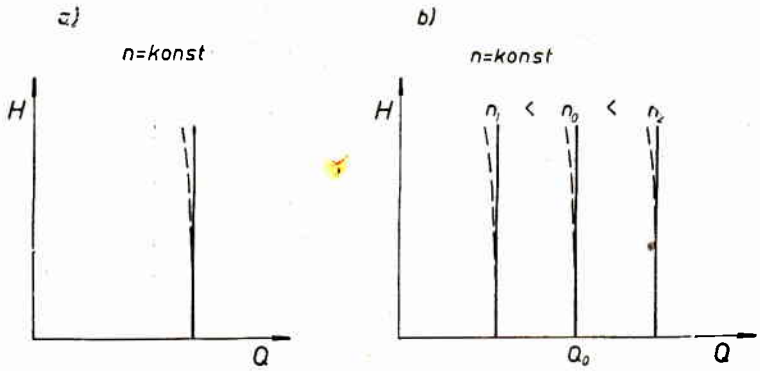
Za ocjenu rada klipne pumpe kod režima koji se razlikuje od normalnog koriste se karakteristične krivulje dobivene pri ispitivanju pumpe.

Poznato je da kod centrifugalnih pumpa jedna je od osnovnih karakteristika međusobna ovisnost manometarske visine dizanja H i dobavne količine Q (Q—H linija) kod konstantnog broja okretaja.

U klipnih pumpa dobavna količina teoretski ne ovisi o manometarskoj visini dizanja. U stvarnosti s porastom pritiska doći će do neznatnog smanjenja dobave, što se objašnjava većim propuštanjem tekućina kroz elemente pumpe.

Na sl. 126 a punom crtom prikazana je teoretska karakteristika Q—H, a crtkanom crtom stvarna karakteristika klipne pumpe kod konstantnog broja okretaja. Na sl. 126 b prikazane su teoretske i stvarne karakteristike Q—H pumpe kod tri različita broja okretaja n_0, n_1, n_2.

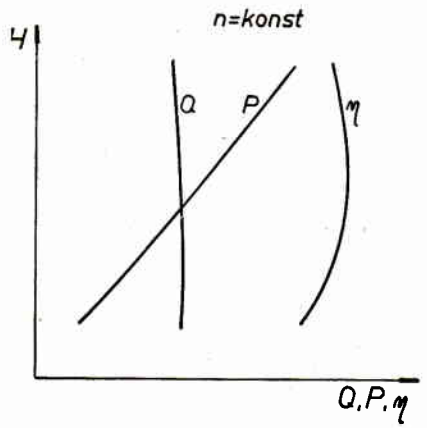
Treba spomenuti da ukoliko se radi o neznatnom smanjenju dobave klipne pumpe uslijed porasta pritiska (a to je u većini slučajeva područje praktične promjene radnog pritiska) u praksi se često karakteristika Q—H klipne pumpe prikazuje pravcem.



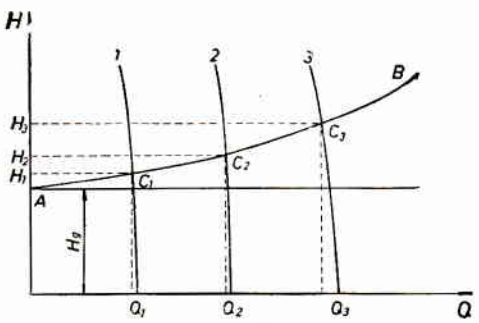
Sl. 126 Teoretska i stvarna karakteristika Q—H klipne pumpe

Na sl. 127, prikazane su krivulje promjene dobavne količine Q, potrebne snage P i stupnja djelovanja pumpe η kod konstantnog broja okretaja n.

Krivulja η—H pokazuje da je stupanj djelovanja klipne pumpe približno konstantan u širokom području promjene manometarske visine dizanja H. On se bitno smanjuje tek kod vrlo visokih ili vrlo niskih vrijednosti H. U prvom slučaju uslijed porasta gubitka tekućine, a u drugom uslijed toga što je potrebna mala korisna snaga odnosno njen relativno veći dio troši se na svladavanje mehaničkih otpora mehanizama.



Sl. 127 Karakteristične krivulje klipne pumpe



Sl. 128 Rad klipne pumpe u odnosu na priključni cjevovod

Krivulja odnosa potrebne snage P i manometarske visine dizanja H pokazuje da P jednoliko raste s porastom H.

Iz ovih je karakterističnih krivulja vidljivo da klipna pumpa gotovo uopće ne smanjuje dobavu i da može praktički jednako ekonomično raditi u širokom području promjene visine dizanja.

3.52 Paralelan rad klipnih pumpa

Kod paralelnog rada klipnih pumpa vrijede principijelno iste postavke koje su već razmatrane i u paralelnog rada centrifugalnih pumpa u poglavlju 2.54.

Promatrajmo najprije rad samo jedne klipne pumpe u odnosu na priključni cjevovod. Na dijagramu na sl. 128. nanesene su karakteristike pumpe Q—H kod broja okretaja n_1, n_2 i n_3 te karakteristika cjevovoda AB. S H_g označena je geodetska visina dizanja.

Pumpa će kod svakog broja okretaja raditi u svojoj radnoj točki, tj. presjecištu karakteristike pumpe i karakteristike cjevovoda. Tako će kod broja okretaja n_1 radna točka biti C_1. Njoj odgovara manometarska visina dizanja H_1 i dobavna količina Q_1. Ako pumpa radi s brojem okretaja n_2 radna će točka biti C_2 itd.

Sve ovo vrijedi samo u slučaju ako je na cjevovod priključena samo jedna pumpa. Pri paralelnom radu pumpa presjecište karakteristike pumpe i karakteristike cjevovoda više ne određuje radnu točku pumpe.

Razmatrajmo sada slučaj pumpnog postrojenja koje se sastoji od dviju klipnih pumpa koje dobavljaju tekućinu u zajednički cjevovod. Na dijagramu na sl. 129. karakteristike ovih pumpa prikazane su krivuljama *1* i *2*, a karakteristika cjevovoda krivuljom *AB*. Zajednička karakteristika pumpa u paralelnom radu prikaazna je krivuljom *3*, a dobiva se zbrajanjem apscisa krivulja *1* i *2*.

Režim rada pumpa odredit će presjecište zajedničke karakteristike pumpa (3) i karakteristike cjevovoda *AB* (točka C_3). Drugim riječima svaka će pumpa dobavljati približno onu količinu tekućine, koja odgovara njenom kapacitetu ($Q_1 + Q_2 = Q_3$), ali će morati razviti pritisak H_3 koji je veći od pritiska H_1 ili H_2.

Klipne pumpe mogu, također, raditi paralelno i sa drugim pumpama volumnog tipa, kao npr. sa zupčastim pumpama. Karakter paralelnog rada pumpa u tom se slučaju principijelno neće razlikovati od opisanog s obzirom na to da sve volumne pumpe imaju približno istu karakteristiku Q—H kao i klipne pumpe.

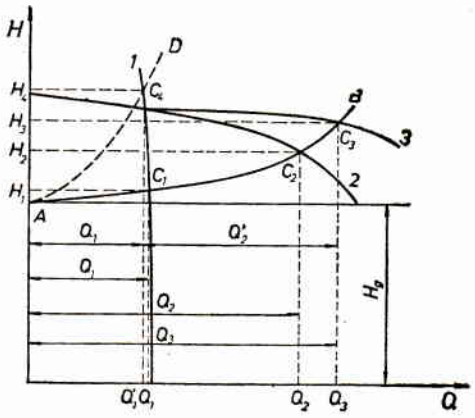
Sada će se razmatrati slučaj paralelnog rada klipne i centrifugalne pumpe. Na dijagramu na sl. 130. prikazana je karakteristika klipne pumpe krivuljom *1*, centrifugalne pumpe krivuljom *2*, a karakteristika cjevovoda krivuljom *AB*.

Kod pojedinačnog rada samo klipne pumpe na zadani cjevovod radna će točka biti C_1, a kod rada samo centrifugalne pumpe C_2. Zajednička karakteristika pumpa u paralelnom radu (krivulja 3) dobiva se kao i u prethodnom slučaju — zbrajanjem odgovarajućih opscisa krivulja*1* i *2*.

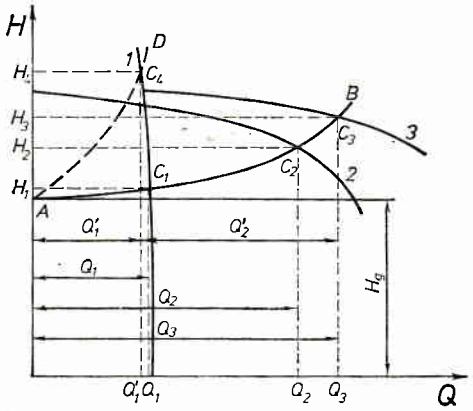
Radna točka C_3 pokazuje da je ukupna dobava Q_3 obiju pumpa jednaka zbroju dobave Q_2, centrifugalne pumpe kod pritiska H_3 i dobave Q'_1 klipne pumpe. Iz dijagrama na sl. 130. vidljivo je, da je $Q'_1 < Q_1$ s obzirom na to da s porastom pritiska rastu i gubici tekućine.

Ako se isključi klipna pumpa, radna točka centrifugalne pumpe kod dobave u cjevovod s karakteristikom AB bit će C_2. Pri tom će njena dobava Q_2 biti veća od Q'_2.

Ako se radi o cjevovodu čiju karakteristiku predočuje crtkana krivulja AD, paralelan rad obiju pumpa bio bi nemoguć, jer zajednička karakteristika (3) ne siječe krivulju AD. U tom bi slučaju tekućinu dobavljala samo klipna pumpa, koja bi morala razvitik pritisak H_4 koji odgovara radnoj točki C_4 — presjecište krivulja 1 i AD. S obzirom na to da je pritisak H_4 veći od pritiska koji može razviti centrifugalna pumpa, povratna bi se zaklopka iza nje zatvorila, a sama pumpa bi radila isto tako kao i kod rada kod zatvorenog zasuna na tlačnom cjevovodu.



Sl. 129 Paralelan rad klipnih pumpa



Sl. 130 Paralelan rad klipne i centrifugalne pumpe

Izvršena analiza dijagrama na sl. 130. omogućuje donošenje slijedećih zaključaka:

1) priključenje centrifugalne pumpe na cjevovod uz zajednički rad s klipnom pumpom dovodi do smanjenja dobave centrifugalne pumpe za veličinu $Q'_2 - Q_2$;
2) što je strmija karakteristika cjevovoda, to klipnoj pumpi priključena centrifugalna pumpa dodaje manju količinu tekućine;
3) što je položenija karakteristika Q—H centrifugalne pumpe, to će ona kod paralelnog rada s klipnom pumpom dodavati veću količinu tekućine u cjevovod.

Kod paralelnog rada klipnih i centrifugalnih pumpa preporuča se da se kod pokretanja najprije stavi u pogon klipna pumpa, a onda da se pokrene centrifugalna pumpa i postepenim otvaranjem zasuna na tlačnoj cijevi uključi u paralelan rad. Uključivanje klipne pumpe nakon centrifugalne prouzročilo bi naglu promjenu količinu dobave centrifugalne pumpe, što dovodi do hidrauličkog udara.

3.53 Pogonski uvjeti rada klipnih pumpa

Priprema klipne pumpe za rad — Prije puštanja u pogon klipnu pumpu treba pažljivo pregledati, da bi se provjerila njena ispravnost. Svi strani predmeti alat, krpe za brisanje itd) trebaju se ukloniti s pumpe. Strani predmeti

mogu se zadržati i unutar same pumpe. Do toga naročito može doći poslije izvršenog remonta. Da bismo se uvjerili da u pumpi nema nikakvih stranih predmeta, preporuča se ručno okrenuti koljenčastu osovinu za 1 do 2 okretaja. Prije puštanja u rad potrebno je provjeriti i stanje sistema za podmazivanje i prema potrebi izmijeniti ili dopuniti mazivo. Treba provjeriti i stanje brtvenica te prema potrebi izmijeniti brtve. Pritezanje oboda brtvenice treba vršiti tako, da se postigne jednoličan pritisak na brtvu.

Ako klipna pumpa mora raditi s većom usisnom visinom, radnu komoru pumpe treba napuniti tekućinom da bi se spriječio duži rad pumpe na suho. Zasuni na tlačnom i usisnom cjevovodu trebaju biti potpuno otvoreni.

Pokretanje klipne pumpe — Najprije se uključuje uređaj za podmazivanje. Onda se pokreće pogonski motor uz smanjeni broj okretaja (ako je to moguće), a zatim se broj okretaja postepeno povećava do svoje normalne veličine.

Neke klipne pumpe izvode se i s mimovodom. Pokretanje takvih pumpa vrši se kod otvorenog zasuna na mimovodu a uz zatvoreni zasun na tlačnom cjevovodu. Nakon što se broj okretaja postepeno dovede do normalnog, polako se zatvara zasun na mimovodu, a istovremeno se otvara zasun na tlačnom cjevovodu.

Pokretanje parnih klipnih pumpa vrši se postepenim otvaranjem ventila za upuštanje pare. Produvni pipci parnih cilindara pumpe drže se otvoreni tako dugo dok kroz njih ne prestane izlaziti kondenzat. Nakon zagrijavanja parnih cilindara produvni se pipci zatvaraju.

Kontrola rada klipne pumpe — Za vrijeme rada klipne pumpe potrebno je pratiti pokazivanja kontrolnih i mjernih instrumenata ugrađenih na pumpi i na cjevovodu. Treba voditi brigu o ispravnom radu uređaja za podmazivanje i prema potrebi dopunjavati količinu ulja. Potrebno je kontrolirati stanje brtvenica s obzirom na zagrijavanje i propuštanje, a isto tako treba pregledavati i sve spojeve na pumpi i na cjevovodu unutar pumpne stanice. Pumpu i njene temelje treba održavati u čistom stanju.

U zračnim komorama treba održavati određenu količinu zraka (obično 2/3 zapremnine zračne komore). Kontrola količine zraka vrši se vodokaznim staklima ali pokusnim pipcima. Ako se kontrola vrši pokusnim pipcem na zračnoj komori, on mora biti ugrađen na mjestu maksimalnog nivoa tekućine, a otvaranjem pipca kroz njega mora izlaziti zrak. Ako kroz pipac izlazi tekućina, potrebno je izvršiti dopunu zraka. Ako pak u komori ima previše zraka, pipac se drži otvoren tako dugo dok kroz njega ne počinje izlaziti mješavina zraka i tekućine.

Kod iznenadne i proizvoljne promjene režima rada ili kod pojave nenormalnih šumova ili lupanja pumpu treba odmah zaustaviti te utvrditi i otkloniti uzroke neispravnosti.

Zaustavljanje klipne pumpe — Zaustavljanje motornih klipnih pumpa vrši se zaustavljanjem pogonskog motora, a kod parnih klipnih pumpa zatvaranjem ventila za upuštanje pare. Nakon zaustavljanje pumpe zatvaraju se zasuni na tlačnom i na usisnom cjevovodu, i ako je potrebno isključuje se uređaj za podmazivanje. Osim toga u parnih klipnih pumpa zatvara se ventil za ispust pare i otvaraju se produvni pipci.

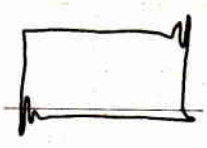
Ako postoji opasnost od smrzavanja, iz pumpe treba ispustiti tekućinu.

3.54 Neispravnosti u radu klipnih pumpa

Već je u poglavlju 3.25 spomenuto da se analizom snimljenog indikatorskog dijagrama mogu uočiti mnoge neispravnosti u radu klipne pumpe. Ovdje će se ukratko analizirati pojedini karakteristični slučajevi ovih neispravnosti.

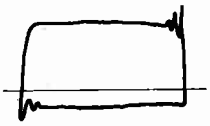
U slučaju zakašnjenja zatvaranja usisnog ventila dolazi do kasnijeg porasta pritiska kod potisnog hoda klipa sl. 131), a jedan se dio tekućine potiskuje natrag u usisni cjevovod.

Pri zakašnjelom zatvaranju tlačnog ventila dolazi do slične deformacije indikatorskog dijagrama, ali s lijeve strane (sl. 132). Uslijed toga dolazi do kasnijeg početka usisavanja. Za otklanjanje ovih neispravnosti i u jednom i u drugom slučaju potrebno je povećati silu zatvaranja odnosnog ventila, tj. ugraditi jaču oprugu.



Sl. 131 Zakašnjenje zatvaranja usisnog ventila

Sl. 132 Zakašnjenje zatvaranja tlačnog ventila

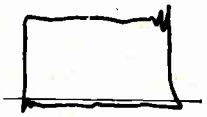


Sl. 133 Propuštanje usisnog ventila

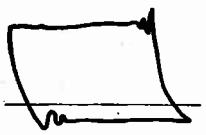
Sl. 134 Propuštanje tlačnog ventila

U slučaju propuštanja usisnog ventila opada pritisak na kraju potisnog hoda klipa (sl. 133). Osim toga nešto je blaži i porast pritiska n početku potisnog hodą klipa.

Ako propušta tlačni ventil, dolazi do priklona indikatorskog dijagrama pri prijelazu iz tlačne na usisnu liniju (sl. 134). Usisna linija leži nešto više, jer potlak u radnoj komori pumpe nije tako velik kao kod potpuno ispravne pumpe.



Sl. 135 Usisavanje zraka zajedno s tekućinom



Sl. 136 Zračni jastuk u radnoj komori

Sl. 137 Oscilacija pritiska kod sporohodnih pumpi

Sl. 138 Premalo zraka u tlačnoj zračnoj komori

Ako dolazi do usisavanja zraka s tekućinom, onda se zrak u potisnom hodu klipa mora najprije komprimirati na radni pritisak pumpe, a tek iza toga počinje dobava tekućine (sl. 135). Ovaj se zrak zajedno s tekućinom potiskuje u tlačni cjevovod. Prisustvo zraka u radnoj komori pumpe smanjuje koeficijent punjenja odnosno volumni stupanj djelovanja, a time i ukupni stupanj djelovanja pumpe.

Konstruktivnom ili izvedbenom greškom pumpe može doći i do pojave zračnog jastuka u radnoj komori. U tom se slučaju zrak na početku potisnog hoda klipa komprimira, a na početku usisnog hoda on ponovno eksplodira (sl. 136). I u ovom slučaju dolazi do smanjenja stupnja djelovanja pumpe.

Kod sporohodnih klipnih pumpa može kod potisnog hoda klipa doći do oscilacije pritiska uslijed inercije stupca tekućine. Kod malog se broja okre-

taja klipne pumpe potisni stupac tekućine ne giba kontinuirano nego se kod svakog hoda klipa ubrzava odnosno usporava (sl. 137). Povećanjem broja okretaja uklanjaju se ove oscilacije pritiska.

Do sličnih posljedica dolazi i u slučaju ako je pumpa izvedena s tlačnom zračnom komorom u kojoj ima premalo zraka (sl. 138). Stupac se tekućine u tlačnom cjevovodu mora potisnim hodom klipanajprije ubrzati, što se u indikatorskom dijagramu uočava kao znatan porast pritiska. Pri kraju potisnog hoda klipa dolazi do odgovarajućeg smanjenja pritiska.

Sl. 139 Prigušenje na prolazu kroz premali presjek tlačnog ventila

Sl. 140 Porast pritiska na kraju usisnog hoda klipa kao posljedica dugačkog usisnog cjevovoda malog promjera

Ako kod brzohodne klipne pumpe dođe u području maksimalne brzine klipa do porasta pritiska (sl. 139), uzrok leži u prigušenju potisne struje tekućine na prolazu kroz premali slobodan presjek tlačnog ventila.

Kod većine geodetskih usisnih visina i dugačkog ili uskog usisnog cjevovoda mora se stupac usisne tekućine jako ubrzati. Kao posljedica na kraju usisnog hoda klipa ubrzana masa tekućine pritiskuje na klip koji već nastupa svoj potisni hod. U indikatorskom dijagramu to se pokazuje kao odgovarajući porast pritiska (sl. 140).

Osnovne neispravnosti u radu klipnih pumpa, njihov mogući uzrok i način otklanjanja mogu se sumirati u slijedećem pregledu:

Neispravnost u radu	Mogući uzrok	Način otklanjanja
	a) Motorne i parne klipne pumpe	
Pumpa nakon pokretanja ne dobavlja tekućinu	Zatvoren zasun na usisnom cjevovodu	Otvoriti zasun
	Začepljena usisna košara na usisnom cjevovodu	Očistiti usisnu košaru
	Znatno usisavanje zraka kroz nedovoljno brtvljene spojeve na usisnom cjevovodu ili na usisnom dijelu pumpe	Temeljito provjeriti sve spojeve i dobro zabrtviti
	Prevelika usisna visina dizanja	Smanjiti usisnu visinu dizanja, a radnu komoru pumpe i usisni cjevovod zaliti tekućinom
Pumpa ne dobavlja dovoljnu količinu tekućine; dobava pumpe ne odgovara ra-	Zapušena usisna košara na usisnom cjevovodu	Očistiti usisnu košaru
	Ventili pumpe zaprljani ili neispravni i propuštaju tekućinu	Izvaditi i pregledati ventile, očistiti ih i provjeriti nalijeganje pladnja na sjedište. Dotrajale ventile zamijeniti novima

Neispravnost u radu	Mogući uzrok	Način otklanjanja
čunskoj s obzirom na broj okretaja	Prejako zategnuta opruga usisnog ventila	Smanjiti zatezanje opruge ili zamijeniti slabijom
	Propuštanje tekućine uslijed neispravne brtve klipova za tekućinu	Pregledati klipove. Neispravne brtve zamijeniti novima
Popuštanje tekućine na spojevima pojedinih dijelova kućišta ili kroz brtvenicu	Nedovoljno brtvljenje	Pritegnuti matice spojnih vijaka. Neispravne brtve zamijeniti novima
	Slabo pritegnute brtvenice: brtva istrošena	Pritegnuti brtvenice. Istrošenu brtvu zamijeniti novom
Nenormalan šum ili lupanje:		
— snažno lupanje kod zatvaranja ventila	Ventilske opruge oslabile ili se polomile	Pregledati ventile, pritegnuti opruge ili ih zamijeniti novima
— lupanje pri prijelazu klipa preko mrtvih položaja	Oslabilo pričvršćenje klipa za klipnjaču	Pregledati pričvršćenje, pritegnuti odgovarajuće matice i osigurati ih od odvrtanja
Mukli udarci u cilindru popraćeni katkada i s potresanjem pumpe	Nedovoljno ispunjenje cilindra tekućinom uslijed usisavanja zraka ili prevelikih otpora na usisu	Po mogućnosti smanjiti usisnu visinu, pronaći i otkloniti mjesta usisavanja zraka, provjeriti da li je čista usisna košara i da li se usisni ventili mogu slobodno podizati
Prekomjerno grijanje klipnjače	Prejako pritegnuta brtvenica	Osloboditi pritezanje brtvenice
	b) Motorne klipne pumpe	
Lupanje polužno — zglobnog mehanizma pri prijelazu klipa preko mrtvih položaja	Oslabila veza klipnjače sa križnom glavom	Pregledati, učvrstiti i osigurati vezu
	Istrošenost tuljaka glave ojnice kod križne glave	Pregledati tuljke te istrošene zamijeniti novima
Lupanje koljenčaste osovine	Popustile matice vijaka koji pritežu kućište ležaja	Pritegnuti matice i osigurati ih od odvrtanja
	Prevelika zračnost ležaja	Smanjiti zračnost ležaja
Prekomjerno zagrijavanje križne glave	Nedovoljan dovod ulja do križne glave	Pregledati i očistiti vodove za podmazivanje
	Ulje je uprljano ili nema dovoljan viskozitet	Promijeniti ulje, a prethodno očistiti i oprati sabirnik ulja
Preveliko zagrijavanje ležaja	Nedovoljan dovod ulja do ležaja	Osigurati normalan dovod ulja
	Ležaji previše pritegnuti	Regulirati pritezanje ležaja te osigurati minimalnu zračnost

Neispravnost u radu	Mogući uzrok	Način otklanjanja
	c) Parne klipne pumpe	
Kod otvorenog ventila za upuštanje pare i normalnog pritiska pare u razvodniku pumpa se ne može pokrenuti	Zatvoren zasun na tlačnom cjevovodu	Otvoriti zasun uz prethodno pritvaranje ventila za upuštanje pare da bi se izbjegao trzaj kod naglog porasta broja hodova klipa
	Zatvoren ventil za ispust pare	Otvoriti ventil
	Prejako pritegnuta brtvenica klipnjače pa pritisak pare ne može svladati trenje u brtvenici	Zatvoriti ventil za upuštanje pare; pregledati brtvenicu i osloboditi pritezanje; parne klipove ručno pokrenuti, i ako se slobodno gibaju ponovno pokrenuti pumpu
Pumpa ne dobavlja dovoljnu količinu tekućine; dobava pumpe ne odgovara računskoj s obzirom na broj hodova klipa	Ood klipa panji je od normalnog uslijed nepravilnog reguliranja mehanizma za razvod pare	Regulirati mehanizam za razvod pare
Nenormalan šum ili lupanje pri radu pumpe:		
— udari klipa o pokrov cilindra	Preveliki hod klipa	Regulirati mehanizam za razvod pare i utvrditi normalnu veličinu hoda klipa
— pucketanje u parnim cilindrima	Skupljanje kondenzata u parnim cilindrima	Otvoriti pipce i propuhati parne vilindre
— škripanje u parnom dijelu ili u mehanizmu za razvod pare	Nedovoljno podmazivanje parnog cilindra, razvodnika i zglobova mehanizma za razvod pare; iskrivljenost i zaribavanje pojedinih elemenata mehanizma	Provjeriti rad uređaja za podmazivanje i regulirati dovod ulja. Pregledati sve elemente mehanizma za razvod pare i podmazati zglobove. Izravnati sve elemente
Prekomjerno zagrijavanje elemenata razvodnog mehanizma	Nedovoljno podmazivanje zglobova mehanizma	Podmazati zglobove
	Iskrivljenost elemenata mehanizma	Pregledati razvodni mehanizam i izravnati elemente

3.61 Krilne pumpe

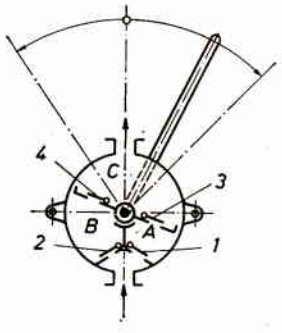
Način rada i principijelna izvedba krilne pumpe vide se na sl. 141. Klip — ploča koja se može okretati oko jedne osovine — pokreće se pomoću ručice. Usisni ventili (membranski ili kuglasti) nalaze se u kućištu, dok su tlačni ventili smješteni u samom klipu. Način rada klipne pumpe odgovara klipnoj pumpi s prolaznim klipom, premda se ovdje radi o dvoradnoj pumpi.

Ako se ručica pokreće u lijevo, otvara se desni usisni ventil (1), a tekućina se usisava u prostor *A*. Desni tlačni ventil (3) je zatvoren, pa se istovremeno jednaka količina tekućine potiskuje iz prostora *C* u tlačni cjevovod, a iz prostora *B* kroz otvoreni lijevi tlačni ventil (4) nadolazi u prostor *C* nova količina tekućine. Pri pomicanju ručice u suprotnom smjeru odvija se isti proces, samo se sada tekućina kroz lijevi usisni ventil (2) usisava u prostor *B* itd.

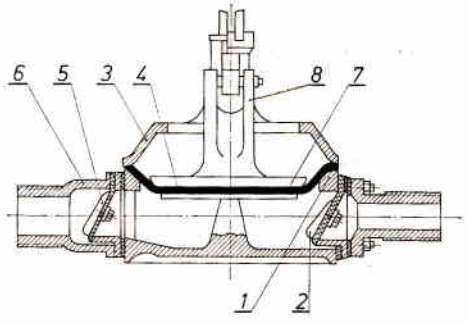
Krilne pumpe koriste se za ispumpavanje otpadnih voda, za prepumpavanje raznih tekućina (benzin, vino itd) i kod vodoopskrbe individualnih objekata.

3.62 Membranske pumpe

Membranske pumpe mogu biti izvedene s ručnim i s motornim pogonom. Koriste se za ispumpavanje manjih količina vode iz kotlovnica, podruma i rovova.



Sl. 141 Krilna pumpa



Sl. 142 Ručna membranska pumpa

1 — kućište; 2 — usisni ventil; 3 — poklopac kućišta; 4 — gumena membrana; 5 — tlačni ventil; 6 — odvodna cijev; 7 — pladanj; 8 — ručica

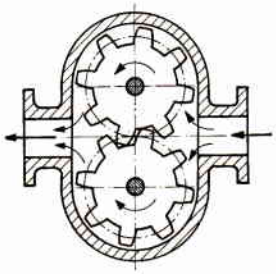
Na sl. 142. prikazan je presjek ručne membranske pumpe. Kućište (1) je zatvoreno poklopcem (3), a između kućišta i poklopca umetnuta je gumena membrana (4), učvršćena za pladanj (7). Pomicanjem ručice pumpe dolazi do gibanja membrane gore — dolje. Pri podizanju membrane u kućištu pumpe razvija se potlak, zatvara se tlačni ventil (5), otvara se usisni ventil (2) i tekućina kroz usisnu cijev ulazi u kućište pumpe. Pri spuštanju membrane dolazi do povećanja pritiska u kućištu pumpe, usisni ventil se zatvara, tlačni ventil se otvara i tekućina izlazi kroz odvodnu cijev (6).

Membranske pumpe s motornim pogonom izvode se s benzinskim motorom ili s elektromotorom. Kapacitet ovih pumpa kreće se do 25 m^3/h, a snaga motora do 3 kW.

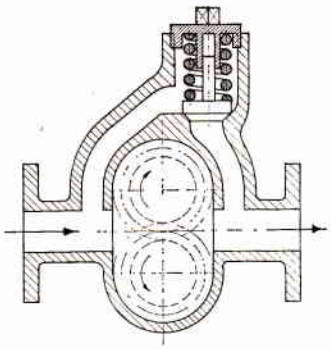
3.63 Zupčaste pumpe

Najjednostavnija izvedba zupčaste pumpe prikazana je na sl. 143. U kućištu se nalaze dva zupčanika s ravnim zubima od kojih prvi dobiva pogon, a drugi se okreće uslijed zahvata svojih zubaca sa zupcima prvog zupčanika. Pri okretanju zupčanika u označenom smjeru dolazi do usisavanja tekućine u prostor koji čini ozubina zupčanika i stijenka kućišta te do njenog potiskivanja prema tlačnom priključku. Brtvljenje između tlačne i usisne strane vrše zupci zupčanika u zahvatu.

Zupčaste se pumpe mogu koristiti za transport gotovo svih tekućina koje omogućuju samopodmazivanje i koje ne sadrže grube nečistoće. Većinom se izvode sa kliznim ležajima ugrađenim unutar kućišta pumpe koji se podmazuju transportiranom tekućinom. Zupčaste se pumpe pretežno koriste kao pumpe za podmazivanje i hlađenje te za dobavu ulja pod pritiskom kod sistema hidrauličkog upravljanja i regulacije. Ako se ove pumpe koriste za dobavu tekućina koje ne omogućuju podmazivanje, kao npr. pri dobavi viskoze, većinom se izvode s kotrljajućim ležajima, ugrađenim s vanjske strane kućišta.



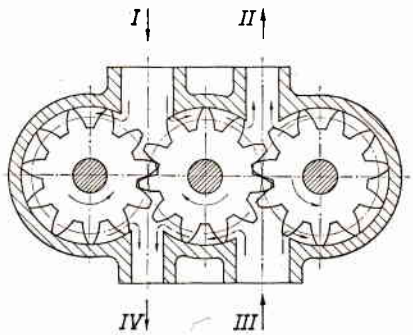
Sl. 143 Zupčasta pumpa



Sl. 144 Zupčasta pumpa s preljevnim ventilom

Zupčaste pumpe, u ovisnosti o vrsti tekućine, mogu svladati usisne visine do 5 m. One se općenito grade za niže pritiske, premda se posebnim izvedbama mogu postići i pritisci od 200 bara. Serijski se proizvode za dobave od 1,5 do preko 1000 *l/min.*

Dijelovi zupčaste pumpe moraju biti vrlo točni obrađeni, a zračnost između zupčanika i kućišta treba biti što manja. O kvaliteti izvedbe ovisi i ukupni stupanj djelovanja. On se zbog toga kreće u vrlo širokim granicama od $\eta = 0{,}2—0{,}8$.



Sl. 145 Zupčasta pumpa s tri zupčanika

Regulacija se dobave kod zupčastih pumpa vrši promjenom broja okretaja, a ako to nije moguće ugradnjom prelijevnog ventila i mimovoda koji spaja tlačnu i usisnu stranu pumpe (sl. 144). S porastom pritiska, u slučaju prevelike dobave, otvara se preljevni ventil, pa se suvišak tekućine odvodi mimovodom na usisnu stranu i cirkulira unutar pumpe.

Osim osnovne izvedbe zupčaste pumpe sa dva zupčanika postoje i različite varijante, a jedna je varijanta — zupčasta pumpa sa tri zupčanika, prikazana na sl. 145. Pri ovoj je izvedbi srednji zupčanik pogonski. Njegovim se okretanjem u smjeru strelice tekućine usisava kanalima *I* i *III* a potiskuje kanalima *II* i *IV*. Teoretska je dobava ove pumpe dva puta veća od dobave pumpe sa dva zupčanika istih dimenzija. Međutim, stvarna je dobava nešto manja uslijed povećanih volumnih gubitaka.

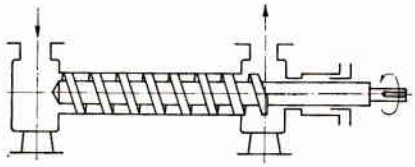
3.64 Vijčane pumpe

Vijčane pumpe, općenito, služe za dobavu gustih tekućina i to pretežno ulja, kao npr. ulja za loženje, ulja za podmazivanje itd.

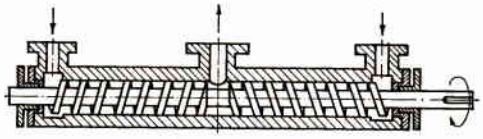
Vijčana pumpa sastoji se od vretena s kosim zubima — oblika pužnog vijka — koje je uz malu zračnost uloženo u kućište. Vreteno se okreće i istovremeno djeluje kao klip za potiskivanje tekućine i kao brtveni organ između usisne i tlačne strane pumpe.

Postoje mnoge izvedbe vijčanih pumpa, ali one se u biti međusobno razlikuju samo po broju vretena u kućištu. Vijčane pumpe su samousisne.

Vijčane pumpe rade s brojem okretaja od *300 do 7000 o/min.* Pri tom se mogu postići dobave od *1 do 400* m^3/h i maksimalni pritisak od *350 bara.* Većim dobavama odgovaraju manji brojevi okretaja i manji pritisci. Vijčanim se pumpama mogu transportirati i rijetke i vrlo guste tekućine viskoziteta od *0,5 do 300* ^0E.*



Sl. 146 Cilindrična vijčana pumpa



Sl. 147 Cilindrična vijčana pumpa s uravnoteženim aksijalnim silama

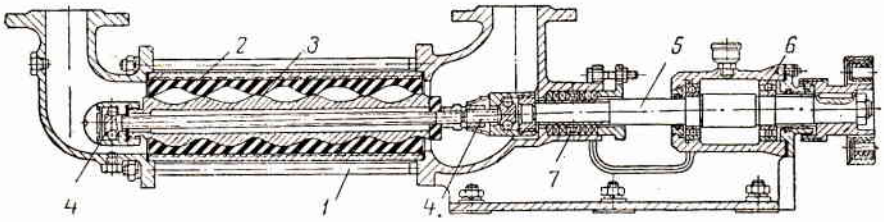
Najjednostavniji slučaj izvedbe vijčane pumpe predočuje cilindrična vijčana pumpa (sl. 146), koja se je u svom izvornom obliku još od davnine primjenjivala za navodnjavanje, a danas se primijenjuje za dobavu gustih tekućina. Kod ove pumpe jednovojni pužni vijak rotira u cilindričnom kućištu kod broja okretaja i do 5000 *o/min.* U ovih se pumpa pojavljuje aksijalna sila koja nastoji potisnuti pužni vijak prema usisnoj strani.

U pumpe prikazane na sl. 147. konstrutivnom izvedbom pužnog vijka lijevi — desni izvršeno je uravnoteženje aksijalnih sila.

Složeniji oblik vijčane pumpe predočuje pumpa s profiliranim obočjem, a presjek ovakve vijčane pumpe sa jednim vretenom prikazan je na sl. 148. Ove pumpe rade tako da se u cilindru s uloženim profiliranim obočjem okreće

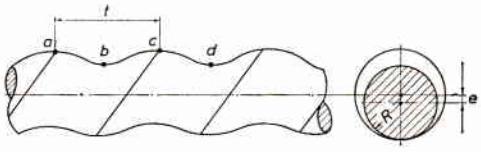
* ^0E (stupanj Englera) — vrijeme potrebno za istjecanje 200 cm^3 tekućine kod određene temperature podijeljeno sa vremenom koje je potrebno za istjecanje iste količine destilirane vode kod iste temperature. Određivanje viskoziteta po Engleru vrši se posebnim aparatom zvanim Englerov viskozimetar.

vreteno, a zahvaljujući odgovarajućem profilu obočja i vretena dolazi do kontinuiranog gibanja tekućine.

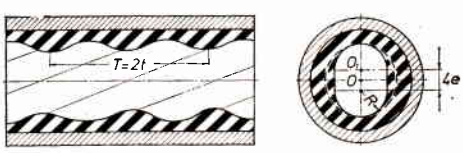


Sl. 148 Vijčana pumpa s jednim vretenom
1 — kućište; 2 — obočje; 3 — vreteno; 4 — kardanski zglob; 5 — osovina; 6 — ležaji; 7 — brtvenica

Vreteno pumpe izvodi se jednovojno. Njegov bilo koji poprečni presjek predočuje krug nekog polumjera R (sl. 149). Simetrala je vretena pomaknuta u odnosu na os cilindra za izvjesnu ekscentričnost e. Pri okretanju vretena njegovo oplošje opisuje sinusoidu *abcd*, koja se istovremeno pomiče duž osi. Kada se vreteno okrene za 360° uzdužni je pomak opisane sinusoide jednak koraku vijka t. Kada se vreteno okreće na desno, izvodi se s lijevim vijkom i obratno, tj. pri okretanju navoji se vretena nastoje odvrnuti iz obočja odnosno zbog otpora nastoje obočje potisnuti u smjeru gibanja tekućine.



Sl. 149 Vreteno vijčane pumpe



Sl. 150 Obočje vijčane pumpe

Obočje je izvedeno kao šuplji valjak, čija je unutarnja površina profilirana kao dvovojni vijak (sl. 150). Korak vijka obočja T jednak je dvostrukom koraku vijka vretena ($T = 2t$).

Poprečni presjek obočja predočuju dva polukruga polumjera R — koji je jednak polumjeru poprečnog presjeka vretena — i čija su središta međusobno udaljena za $4e$. Središte je presjeka vretena pomaknuto u odnosu na os vretena za veličinu ekscentričnosti e, a sama os vretena pomaknuta je u odnosu na os obočja također za veličinu ekscentričnosti e.

Ukupna površina prolaznog presjeka obočja jednaka je zbroju površina navedenih polukrugova $\frac{D^2\pi}{4}$ i površine pravokutnika (gdje je D — promjer poprečnog presjeka vretena, tj. iznosi $\frac{D^2\pi}{4} + 4eD$.

Okretanjem se vretena njegov bilo koji poprečni presjek pomiče u odnosu na odgovarajući poprečni presjek obočja te se na taj način stvaraju zatvorene površine srpastog presjeka (sl. 151). Ove se srpaste površine javljaju i s gornje i s donje strane vretena, a kada jedna površina nestane, druga poprimi maksimalnu vrijednost $4eD$. Ukupna prohodna površina u bilo kojem položaju vre-

tena iznosi $4eD$, a veličina se pojedinih površina postepeno mijenja od 0 do $4eD$. Promjena je pojedinih prohodnih površina kod različitih položaja vretena prikazana na sl. 152.

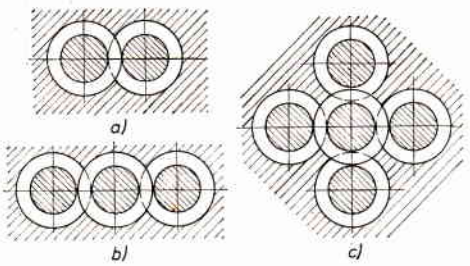
Sl. 151 Sklop vreteno — obočje vijčane pumpe

Sl. 152 Promjena prohodnih površina pri različitim položajima vretena vijčane pumpe

Povećanjem i smanjenjem pojedinih prohodnih površina mijenjaju se i odgovarajući volumeni pa dolazi do usisavanja odnosno potiskivanja tekućine. Kod svakog punog okretaja vretena tekućina se pomiče duž osi obočja za veličinu koraka T, pa dolazi do njene kontinuirane dobave.

Kao što je i prikazano na sl. 148, u ovih se pumpa ne izvodi čvrsta veza između pogonske osovine i vretena, nego putem kardanske osovine i kardanskog zgloba ili ekscentrične spojke. Dužina vretena ovisi o potrebnom pritisku pumpe.

Vijačne pumpe s profiliranim obočjem koriste se za transport najrazličitijih tekućina, kao npr. vode iz arteških bunara, lužina, kiselina, nafte, sintetičke gume, celuloze, vina, voćnih sokova, vode s primjesama pijeska itd. Pri tom transportirana tekućina može sadržavati čvrste čestice veličine i do 30 mm.



Sl. 153 Razmještaj vretena kod višević-čanih pumpa
a) pumpa s dva vretena; b) pumpa s tri vretena; c) pumpa s pet vretena

Osim vijčanih pumpa s jednim vretenom one se izvode i sa dva, tri i pet vretena. Međusobni razmještaj vretena kod pojedinih izvedbi shematski je prikazan na sl. 153. U ovih pumpa vretena su međusobno u zahvatu, a pogon dobiva samo jedno pogonsko vreteno.

Na sl. 154. prikazan je presjek jedne vijčane pumpe sa dva vretena. Jedno vreteno dobiva pogon od motora te ga preko para zupčanika s vanjske strane pumpe prenose na drugo. Vretena se okreću u suprotnim smjerovima, a izvedena su sa trapeznim navojem, koji se kod ovih pumpa najčešće i primijenjuje. Pumpa je samousisna, a koristi se za dobavu vode, ulja, sokova i ostalih tekućina koje ne sadrže abrazivne čestice. Broj okretaja pumpe ovisi o viskozitetu tekućine koja se transportira. Kod normalnog broja okretaja od *1450 o/min* pumpa se može koristiti za tekućine viskoziteta do *150 °E*. Kod tekućina većeg viskoziteta njen stupanj djelovanja naglo pada. Ova izvedba pumpe omogućuje maksimalnu dobavu od *400 m³/h*, a maksimalni razvijeni pritisak kreće se do 25 bara.

4. PUMPE POSEBNIH KONSTRUKCIJA

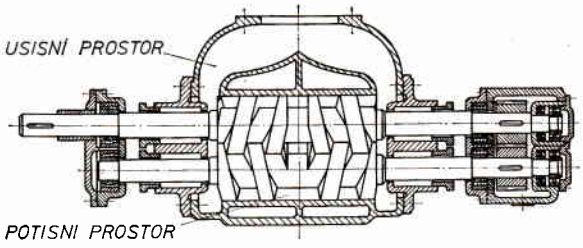
4.1 MAMUT PUMPE

Mamut pumpe, principijelno, sastoje se od dvije cijevi sl. 155). Kroz užu cijev (2) dovodi se komprimirani zrak u širu podiznu cijev (1), u kojoj se stvara smjesa tekućine i mjehurića zraka. Gustoća je ove smjese manja od gustoće tekućine. Uslijeg toga se smjesa tekućine i zraka podiže po podiznoj cijevi iznad nivoa $y—y$.

Visina se dizanja smjese tekućine i zraka po podiznoj cijevi može odrediti jednadžbom:

$$H_1 \cdot \varrho_s \cdot g = H_2 \cdot \varrho \cdot g \qquad H_1 = H_2 \cdot \frac{\varrho}{\varrho_s}$$

Tu je: H_1 — visina dizanja smjese tekućine i zraka *[m]*; H_2 — udaljenost priključka cijevi za dovod zraka od slobodne površine bunara $y—y$ [*m*], ϱ — gustoća tekućine [kg/m^3], ϱ_s — gustoća smjese tekućine i zraka [kg/m^3]



Sl. 154 Vijčana pumpa s dva vretena i trapeznim navojem

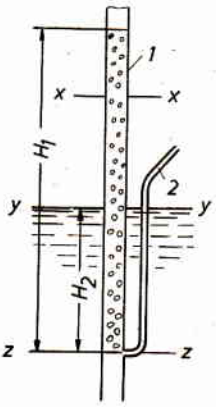
Ako se promatra presjek podizne cijevi (1) u ravnini $z—z$, onda iz uvjeta hidrostatske ravnoteže mora pritisak unutar cijevi i izvan cijevi biti jednak. Ako se podizna cijev prereže na visini $x—x$, pritisak unutar cijevi bit će manji, pa će se djelovanjem većeg okolnog pritiska smjesa tekućine i zraka podizati po cijevi (1) i izlijevati kroz prorez $x—x$. Kontinuiranom dobavom komprimiranog zraka kroz cijev (2) može se postići i kontinuirano podizanje tekućine — zajedno s mjehurićima zraka — po podiznoj cijevi (1).

S obzirom na ostvarenu veličinu mjehurića zraka moguća su dva načina podizanja tekućine:

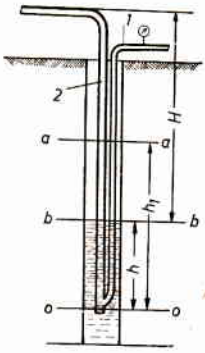
1) zrak se može upuhavati kroz otvor većeg prosjeka, pa će se formirati pojedinačni veći mjehuri koji će djelovati kao klip i na taj način podizati tekućinu. Ovaj se način primijenjuje npr. u naftnoj industriji;
2) zrak je moguće upuhavati i kroz sitne otvore, pa će se dobiti mnogo malih mjehurića jednoliko pomiješanih s tekućinom. U vodoopskrbi se općenito primijenjuje ovaj način podizanja tekućine.

Na sl. 156. shematski je prikazana primjena mamut-pumpe za dobavu vode iz bušenog bunara. Nakon početka rada pumpe statički vodostaj $a—a$ snizit će se, a u bunaru će se na nekoj visini $b—b$ održavati dinamički vodostaj.

Visina podizanja vode iznad dinamičkog vodostaja označena je sa H. Dubina uranjanja zračne cijevi (1) od dinamičkog vodostaja b—b do mjesta upuštanja zraka u podiznu cijev (2) označena je sa h, a udaljenost od statičkog vodostaja a—a označena je sa h_1.



Sl. 155 Shema mamut pumpe
1 — podizna cijev; 2 — cijev za dovod komprimiranog zraka



Sl. 156 Računska shema mamut pumpe
1 — zračna cijev; 2 — podizna cijev

Za rad mamut-pumpe od velikog je značenja odnos uranjanja h i visine dizanja H. Ovaj se odnos često iskazuje u drugom obliku, tj. kao stupanj uranjanja u

$$u = \frac{h}{h + H} \tag{73}$$

Najpogodniji stupanj uranjanja »u« ovisi o potrebnoj visini dizanja H, a pri tom se mogu preporučiti iskustvene vrijednosti prema podacima u tablici 6.

Prikladne vrijednosti stupnja uranjanja ovisno o visini dizanja H

Tablica 6

Visina dizanja H [m]	Stupanj uranjanja u
do 15	0,70 — 0,66
od 15 do 30	0,65 — 0,60
od 30 do 60	0,60 — 0,50
od 60 do 90	0,50 — 0,45
od 90 do 120	0,45 — 0,40
od 120 do 150	0,40 — 0,35

Na temelju ovih podataka i izraza (73) može se izračunati otrebna dubina uranjanja h [m]:

$$h = \frac{u\,H}{1 - u} \tag{73a}$$

Da bi se stupac vode i zraka visine $H + h$ mogao uravnotežiti stupcem vode h, potrebno je da dubina uranjanja zračne cijevi u vodu bude dovoljno velika i to veća što je veća visina dizanja H. Međutim, osim uravnoteženja stupca $H +$

+ h potrebno je omogućiti i njegovo gibanje, tj. podizanje smjese vode i zraka po cijevi (1). Prema tome dubina uranjanja h mora biti tako velika da svladava hidrostatski pritisak u cijevi (1), kao i otpore strujanja smjese vode i zraka.

Iz ovog je razmatranja vidljivo da dubina bunara mora biti znatno veća od dinamičkog vodostaja, jer se samo na taj način može osigurati potrebna dubina uranjanja h.

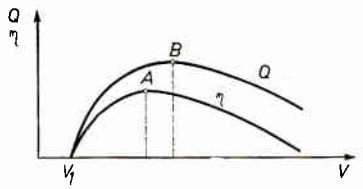
Kao što je poznato stupanj je djelovanja odnos između energije pretvorene u koristan rad i utrošene energije. Ovaj se odnos može postaviti i u slučaju mamut-pumpa. Pri tom će energija pretvorena u koristan rad biti prikazana umnoškom $\varrho \cdot g \cdot Q \cdot H$, a utrošena će energija biti utrošak energije za pogon motora kompresora snage P. Stupanj djelovanja η mamut-pumpe može se dobiti iz izraza (23)

$$\eta = \frac{1000 \cdot P}{\varrho\, g \cdot Q \cdot H}$$

Tu je: Q — dobavna količina tekućine [m^3/s], H — visina dizanja tekućine [m], ϱ — gustoća tekućine [kg/m^3], g — ubrzanje sile teže ($g = 9{,}81\ m/s^2$).

Da bi mamut-pumpa mogla podići izvjesnu količinu tekućine, potrebno je uduvavanje određene količine zraka. Kod malih količina zraka tekućina uopće neće istjecati iz podizne cijevi. Povećanjem količine zraka mamut-pumpa će početi izbacivati tekućinu koja će iz podizne cijevi izlaziti u pulzirajućim mlazovima. Pri dalnjem povećanju količine zraka doći će do kontinuiranog strujanja smjese tekućine i zraka.

Početak izlaženja kontinuirane struje odgovara najvećem stupnju djelovanja mamut-pumpe. Pri daljnjem povećanju dobave zraka povećat će se i dobava tekućine, ali stupanj djelovanja mamut-pumpe opada. Kod još veće dobave zraka dobava se tekućine počinje smanjivati, jer velika količina zraka zazuzima mnogo mjesta u podiznoj cijevi pa nema mjesta za odgovarajuću količinu tekućine.



Sl. 157 Ovisnost dobavne količine tekućine i stupnja djelovanja mamut pumpe o volumenu ubačnog zraka

Na sl. 157. prikazane su krivulje dobavne količine tekućine Q i stupnja djelovanja mamut pumpe η u ovisnosti o volumenu ubačenog zraka V. Dok je volumen zraka manji od V_1, pumpa ne dobavlja tekućinu. Točka A odgovara maksimalnom stupnju djelovanja, a točka B maksimalnoj dobavi mamut-pumpe.

O stupnju uranjanja ovisi i stupanj djelovanja mamut-pumpe. On se približno mijenja prema podacima u tabeli 7.

Ovisnost stupnja djelovanja η mamut-pumpe o stupnju uranjanja »u«

Tablica 7

Stupanj uraijanja u	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50	0,45	0,40	0,35
Stupanj djelovanja	0,62	0,60	0,59	0,57	0,54	0,50	0,46	0,42	0,37

Iz tablice 7 vidi se da smanjenjem stupnja uranjanja pada i stupanj djelovanja pumpe, jer se za duboke bušotine preporučuju male vrijednosti stupnja uranjanja. Očigledno je da s porastom visine dizanja — odnosno dubine bušotine — opada stupanj djelovanja mamut pumpe, npr. pri visini dizanja $H = 30\ m$ stupanj uranjanja iznosi $u = 0{,}60$ a odgovarajući stupanj djelovanja pumpe $\eta = 0{,}57$; kod visine dizanja $H = 120\ m$ iznosi stupanj uranjanja $u = 0{,}40$, a stupanj djelovanja pumpe $\eta = 0{,}42$.

Ako se sa p_o $[N/m^2]$ označi atmosferski pritisak koji djeluje na slobodnu površinu bunara pri radu mamut pumpe (dinamički vodostaj h), na mjestu će priključka zračne cijevi djelovati pritisak p $[N/m^2]$

$$p = p_o + \varrho \cdot g \cdot h \tag{74}$$

Mnđutim, s obzirom na otpore u zračnoj cijevi, pritisak razvijen kompresorom morat će biti veći. Na početku rada mamut-pumpe, dok u bunaru vlada statički vodostaj h_1, potreban početni pritisak p_p $[bar]$ razvijen kompresorom bit će

$$p_p = \frac{\varrho\, g}{10^5}(h_1 + h_{wo}) \tag{75}$$

Tu je: h_{wo} — otpor strujanja zraka u zračnoj cijevi. Obično se uzima $h_{wo} = 2\ m$.

Za vrijeme rada pumpe statički vodostaj (*a-a*, sl. 156) opada na dinamički vodostaj (*b-b*), ali su otpori u zračnoj cijevi i otvorima na mjestu priključka znatno veći. Kod manjih udaljenosti između kompresora i bušotine uzima se da ovi otpori h_{wz} ne prelaze veličinu 5 m. Prema tome će potreban pogonski pretlak p_k (bar) kompresora biti

$$p_k = \frac{\varrho \cdot g}{10^5}(h + h_{wz}) \tag{76}$$

Zrak koji u podiznu cijev ulazi pod pritiskom p na svom putu do izlaznog otvora te cijevi ekspandira na atmosferski pritisak p_o. Mjehurići su zraka potpuno okruženi tekućinom, pa se može uzeti da se ekspanzija vrši kod konstantne temperature, tj. izotermno. Ako se sa $v_o\,[m^3/m^3]$ označi specifična potreba zraka, tj. količina zraka $[m^3]$ potrebna za podizanje $1\ m^3$ tekućine, a sa η stupanj djelovanja pumpe, može se postaviti slijedeća jednadžba iz termodinamike:

$$\varrho \cdot g \cdot H = 2{,}3 \cdot \eta \cdot p_o \cdot v_o \frac{p}{p_o}$$

odnosno specifična potreba zraka

$$v_o = \frac{\varrho\, g\, H}{2{,}3\, \eta\, p_o \log \dfrac{p}{p_o}} \tag{77}$$

Potrebna količina zraka $V\,[m^3/h]$ za dobavu količine tekućine Q $[m^3/h]$ iznosi

$$V = v_o \cdot Q \tag{78}$$

S obzirom na gubitke uslijed propuštanja, utjecaj promjene temperature zraka i sl., potreban kapacitet kompresora za zrak $V_k\,[m^3/h]$ obično se uzima za 20% veći, tj.

$$V_k = 1{,}2\ V \tag{79}$$

Potrebna se efektivna snaga kompresora P [kW] izračunava prema termodinamičkim formulama, a približno se može odrediti prema izrazu

$$P = p_k\, V_k\, P_o \tag{80}$$

Ovdje je: p_k — pogonski pretlak kompresora [bar], V_k — kapacitet kompresora [m^3/h], P_o — specifična snaga kompresora, tj. utrošak energije potrebne za kompresiju 1 m^3 zraka za 1 bar [$kWh/m^3\ bar$].

Vrijednosti specifične snage P_o jednostepenih i dvostepenih kompresora dane su u tablici 8.

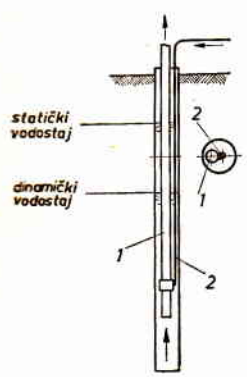
Specifična snaga kompresora P_o [kWh/m³ bar]

Tablica 8

Pogonski pretlak p_k [bar]	Specifična snaga kompresora P_o [$kWh/m^3\ bar$]	
	jednostepeni	dvostepeni
8	—	0,012 — 0,013
7	—	0,013 — 0,014
6	0,016 — 0,018	0,014 — 0,015
5	0,018 — 0,019	0,015 — 0,016
4	0,019 — 0,020	0,018 — 0,019
3	0,019 — 0,021	0,022 — 0,023
2	0,021 — 0,023	

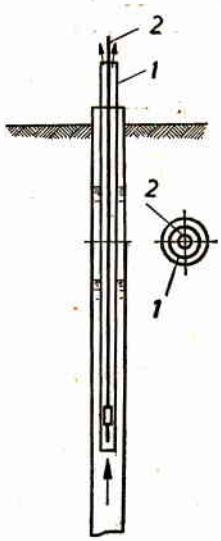
S obzirom na međusobni položaj podizne se i zračne cijevi mamut-pumpe u praksi izvode na dva načina:

1) sa paralelnim cijevima — podizna i zračna cijev smještene su paralelno jedna pokraj druge (sl. 158),



Sl. 158 Mamut pumpa s paralelnim cijevima
1 — podizna cijev; 2 — zračna cijev

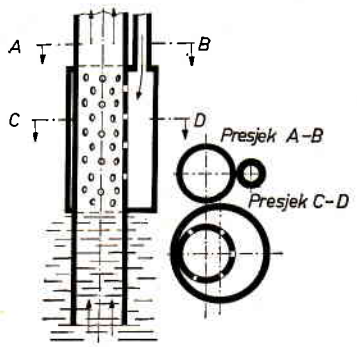
Sl. 159 Mamut pumpa s koncentričnim cijevima



2) sa koncentričnim cijevima — zračna je cijev smještena koncentrično unutar podizne cijevi (sl. 159).

Detalj je jedne od izvedbi priključaka zračne cijevi na podiznu cijev u slučaju paralelnih cijevi prikazan na sl. 160.

Promjer se podizne cijevi određuje prema brzini izljeva smjese tekućine i zraka na izlaznom otvoru podizne cijevi, a koja se odabire od 6—8 *m/s*. Promjer se zračne cijevi određuje prema brzini strujanja zraka, koja se odabire 8—10 *m/s*. Promjeri se podizne i zračne cijevi mogu odabrati i prema podacima iz tablice 9.



Sl. 160 Priključak zračne cijevi na podiznu cijev kod mamut pumpe s paralelnim cijevima

Unutarnji promjeri podiznih i zračnih cijevi mamut-pumpe

Tablica 9

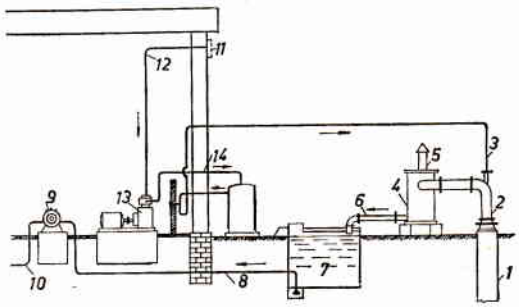
Dobavna količina tekućine (l/s)	Unutarnji promjer cijevi [mm]					
	paralelne cijevi			koncentrične cijevi		
	podizna	zračna	bušotina	podizna	zračna	bušotina
1 — 2	40	12	100	—	—	—
2 — 3	50	12 — 20	100	50	12,5	75
3 — 4,5	63	20 — 25	150	63	20	100
4,5 — 6	—	—	—	75	20	100
6 — 9	75	25 — 30	150	88	25	125
9 — 12	88	25 — 30	200	100	30	150
12 — 18	100	30 — 38	200	125	38	175
18 — 30	125	38 — 50	250	150	50 — 63	200
30 — 45	150	50 — 63	300	200	75	250
45 — 60	175	50 — 63	350	—	—	—
60 — 75	200	63 — 75	350 — 400	250	88	300
75 — 120	250	63 — 88	400 — 450	300	100	350
120 — 180	300	88 — 100	450 — 500	—	—	—

Podizne se cijevi izvode najčešće od čeličnih bešavnih cijevi spojenih spojnicama ili varenjem, a radi zaštite od korozije treba ih premazati bitumenskom ili nekom drugom prikladnom izolacijom. Podizna cijev treba biti uronjena u tekućinu 3—5 m dublje od mjesta priključka zračne cijevi.

I zračne se cijevi izvode obično od čeličnih bešavnih cijevi spojenih spojnicama ili varenjem.

Na sl. 161. prikazana je opća shema postrojenja s mamut-pumpom. U bušotini (1) smješteni su podizna cijev (2) i zračna cijev (3). Smjesa teku-

ćine i zraka dolazi podiznom cijevi (3) u separator(4) gdje se vrši odjeljivanje zraka od tekućine. Zrak se sakuplja u gornjem dijelu separatora i odzračnom cijevi (5) izlazi u okolinu, a tekućina se odvodnom cijeva (6) odvodi u sabirni rezervoar (7). Usisna je cijev (8) centrifugalne pumpe (9) uvedena u sabirni rezervoar, pa se centrifugalnom pumpom tekućina prepumpava na potreban radni pritisak i tlačnim cjevovodom (10) šalje u potrošnju. Potreban se zrak za rad mamut-pumpe osisava preko filtra (11) te usisnom cijevi (12) dovodi u kompresor (13), a komprimirani se zrak tlačnom cijevi (14) dovodi u sabirnik komprimiranog zraka (15), otkuda se zračnom cijevi (3) dovodi u bušotinu. Sabirnik komprimiranog zraka omogućuje jednoliku dobavu zraka u bušotinu, a osim toga služi za odvajanje vlage i ulja iz zraka.



Sl. 161 Shema postrojenja s mamut pumpom

1 — bušotina; 2 — podizna cijev; 3 — zračna cijev; 4 — separator; 5 — odzračna cijev; 6 — odvodna cijev; 7 — sabirni rezervoar; 8 — usisna cijev; 9 — centrifugalna pumpa; 10 — tlačni cjevovod; 11 — filter za zrak; 12 — usisna cijev kompresora; 13 — kompresor; 14 — tlačna cijev

Puštanje se u rad mamut-pumpe vrši tako da se najprije uključi kompresor kod zatvorenog ventila na zračnoj cijevi (3). Kada manometar na sabirniku komprimiranog zraka (15) pokaže potreban početni pritisak, polako se otvara ventil na zračnoj cijeva i upušta zrak u bušotinu. Kroz nekoliko minuta uspostavi se normalni režim rada i mamut-pumpa počinje svoju normalnu dobavu smjese tekućine i zraka u sabirne rezervoar (7). Prepid rada mamut-pumpe vrši se obustavljanjem dobave zraka u bušotinu.

Zahvaljujući jednostavnosti izvedbe — u prvom redu tome što u bušotini nema rotacionih dijelova — mamut-pumpe omogućuju siguran rad i dugi vijek korištenja bez potrebe remonta. Održavanje postrojenja s mamut-pumpom vrlo je jednostavno i svodi se na održavanje kompresora i njegova pogonskog motora.

Zračnu je cijev potrebno radi čišćenja vaditi iz bušotine tek jednom u 5 do 6 godina. Premda se ulje, koje sa zrakom dolazi iz kompresora, izdvaja u sabirniku komprimiranog zraka, ipak jedna mala količina ulja odlazi sa zrakom u zračnu cijev i tamo se postepeno taloži. Na taj se uljni sloj hvataju sitne čestice prašine iz zraka — koje su se probile kroz filtar — pa tokom vremena nataloženi sloj ulja i prašine stvara veliki otpor strujanju zraka.

Tekuće se održavanje postrojenja s mamut-pumpom svodi na povremeno čišćenje sabirnika komprimiranog zraka i održavanje kompresora. Sabirnik komprimiranog zraka potrebno je čistiti od ulja svakih 10 do 15 dana.

Za održavanje kompresora i filtra za zrak potrebno je pridržavati se uputa proizvođača. Svi spojevi i armature na tlačnom cjevovodu za zrak trebaju biti dobro zabrtvljene, da bi se spriječio gubitak komprimiranog zraka.

Mamut-pumpe se izvode za dobave do 1000 m^3/h kod pogonskih pritisaka 2—8 *bara*.

Mamut-pumpe imaju slijedeće prednosti:

— jednostavna izvedba, siguran rad i lako održavanje,
— u bušotini nema rotacionih dijelova,
— jedna se kompresorska stanica može koristiit za više bušotina,
— ugradnjom rezervnog kompresorskog agregata može se osigurati stalna dobava tekućine,
— mogućnost primjene i kod iskrivljenih bušotina,
— mogućnost primjene i kod tekućina koje sadrže krute čestice (pijesak i sl.).

Osnovni nedostaci mamut-pumpa:

— manji stupanj djelovanja nego u centrifugalnih i klipnih pumpa,
— potreba sabirnog rezervoara i pumpe za prepumpavanje,
— potreba veće dubine bušotine da bi se osiguralo potrebno uranjanje priključka zračne cijevi.

Primjer 34:

Kolika je potrebna ukupna dužina podizne cijevi mamut-pumpe, ako se dinamički vodostaj nalazi 120 m ispod površine terena?

Rješenje:

Iz tablice 6 odabire se stupanj uranjanja u = 0,40. Primjenom izraza (73 a) nalazi se potrebna dubina uranjanja podizne cijevi kod H = 120 m

$$h = \frac{u\,H}{1-u} \quad \frac{0{,}4 \cdot 120}{1-0{,}4} = 80\ m$$

Uz dodatak od 5 *m* slijedi ukupna dužina podizne cijevi

$$L = H + h + 5 = 120 + 80 + 5 = 205\ m$$

Primjer 35:

Mamut-pumpa treba podizati *100* m^3/h vode ($\varrho = 1000\ kg/m^3$) iz bušenog bunara pri visini dizanja 20 m. Treba odrediti potrebnu količinu zraka i efektivnu snagu kompresora.

Rješenje:

Iz tablice 6. odabire se stupanj uranjanja u = 0,60. Primjenom izraza (73 a) nalazi se potrebna dubina uranjanja podizne cijevi

$$h = \frac{u \cdot H}{1-u} = \frac{0{,}60 \cdot 20}{1-0{,}60} = 30\ m$$

Pritisak p na mjestu priključka zračne cijevi odredit će se prema jednadžbi (74); atmosferski pritisak pretpostavit će se $p_o = 1$ bar $= 10^5\ N/m^2$.

$$p = p_o + g\,h = 10^5 + 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 30 = 3{,}943 \cdot 10^5\ N/m^2$$

Specifična potreba zraka v_o određuje se prema formuli (77). Iz tablice 7 izlazi stupanj djelovanja $\eta = 0{,}57$.

$$v_o = \frac{\varrho \cdot g \cdot H}{2{,}3\ \eta\ p_o \log \frac{p}{p_o}} = \frac{1000 \cdot 9{,}81 \cdot 20}{2{,}3 \cdot 0{,}57 \cdot 10^5 \log 3{,}943} = 2{,}72\ m^3/m^3$$

Potrebna količina zraka prema formuli (78)

$$V = v_o \cdot Q = 2{,}72 \cdot 100 = 272\ m^3/h$$

Potreban kapacitet kompresora

$$V_k = 1{,}2 \cdot V = 1{,}2 \cdot 272 = 326\ m^3/h$$

Pogonski pretlak kompresora, uz pretpostavljene otpore $h_{wz} = 5\ m$, određuje se primjenom jednadžbe (75)

$$p_k = \frac{\varrho\ g}{10^5}\ (h + h_{wz}) = \frac{1000 \cdot 9{,}81}{10^5}\ (30 + 5) = 3{,}42\ bar$$

Predviđa se primjena jednostepenog kompresora, čija se potrebna efektivna snaga određuje prema formuli (80) i primjenom tablice 8 ($P_o = 0{,}02\ kWh/m^3\ bar$).

$$P = p_k \cdot V_k \cdot P_o = 3{,}42 \cdot 326 \cdot 0{,}02 = 22{,}3\ kW$$

4.2 STRUJNE PUMPE

Strujne su pumpe uređaji u kojih se dobava tekućine vrši koričtenjem kinetičke energije strujanja tekućine ili pare.

Radna se sposobnost struje tekućine u nekom cjevovodu može koristiti za dobavu izvjesne količine tekućine. Iz Bernoullijeve jednadžbe već je poznato da kod strujanja tekućine kroz suženje presjeka dolazi do povećanja brzine i do smanjenja pritiska odnosno da iz struje tekućine pod pretlakom može u suženom presjeku doći do potlaka. Ovaj se potlak može koristiti za usisavanje tekućine i njeno podizanje na neku visinu.

Kod strujnih pumpa dolazi do miješanja brze struje pogonske tekućine s polaganom strujom tekućine koja se podiže. Kod sudara dviju struja dolazi do čitavog niza različitih gubitaka, uslijed čega strujne pumpe imaju općenito slabi stupanj djelovanja.

Na sličan način, kao što se struja tekućine može koristiti za dobavu tekućine, može se u istu svrhu koristiti i strujanje pare.

Strujne se pumpe dijele u tri osnovne grupe i to na:

ejektore,
injektore,
parne ejektore.

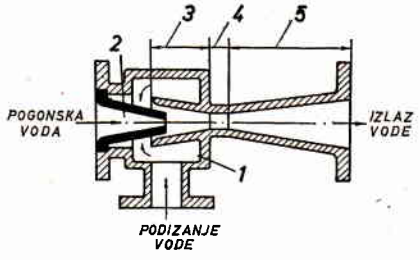
4.21 Ejektori

Za rad je ejektora potrebno imati na raspolaganju vodu pod pritiskom, koja će vršiti funkciju pogonske struje. Način je rada ejektora vrlo jednostavan, a njegovu principijelnu izvedbu prikazuje sl. 162.

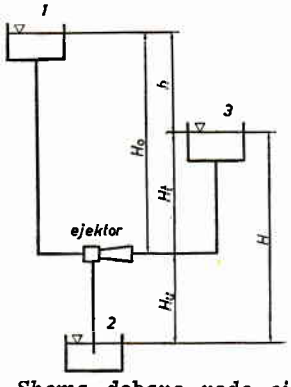
Pogonska voda dolazi svojom tlačnom cijevi u sapnicu (2) odakle u obliku jakog mlaza velikom brzinom ulazi u sapnicu za miješanje (3) i komoru miješanja (4) te kroz difuzor (5) odlazi u priključeni tlačni cjevovod. Mlaz vode povlači za sobom zrak iz usisne komore (1). U toj komori dolazi do potlaka, a

po priključenoj usisnoj cijevi dolazi do podizanja vode koju treba transportirati. Ova se voda miješa s mlazom pogonske vode i zajedno s njom odlazi kroz difuzor (5) u priključeni tlačni cjevovod.

Pogonska se voda može dobavljati posebnom pumpom ili se može koristiti voda pod pritiskom iz vodovodne mreže. Na sl.163. prikazana je shema uređaja s ejektorom. Radi zornijeg prikaza pritisak je pogonske vode predočen odgovarajućim vodostajem u rezervoaru (1), a pritisak koji razvija ejektor predočen je odgovarajućim vodostajem u rezervoaru (3), a ejektor povlači vodu iz rezervoara (2).



Sl. 162 Principijelna izvedba ejektora
1 — usisna komora; 2 — sapnica; 3 — sapnica za miješanje; 4 — komora miješanja; 5 — difuzor



Sl. 163 Shema dobave vode ejektorom

Ako se sa H_u označi usisna visina, a sa H_t visina potiskivanja, ejektor će podizati neku količinu vode Q na visinu $H_u + H_t$. Pri tom će izvršiti koristan rad $\varrho \cdot g \cdot Q \cdot (H_u + H_t)$. Za izvršenje toga rada utrošit će se energija pogonske struje

$$\varrho \cdot g \cdot Q_p \cdot h = \varrho \cdot g \cdot Q_p \cdot (H_o - H_t)$$

Ovdje je: Q_p — količina pogonske vode, h — razlika pritiska pogonske vode i pritiska razvijenog ejektorom.

S obzirom na to da je stupanj djelovanja odnos između energije pretvorene u koristan rad i stvarno utrošene energije, stupanj se djelovanja η može prikazati slijedećim izrazom

$$\eta = \frac{Q\,(H_u + H_t)}{Q_p\,(H_o - H_t)} = \frac{Q\,H}{Q_p\,h} \tag{81}$$

Iz jednadžbe (81) vidi se da stupanj djelovanja ejektora ne zavisi samo o visini dizanja vode nego i o njenoj količini. Stupanj djelovanja ejektora vrlo je malen i obično leži u granicama od $\eta = 0{,}10 - 0{,}30$.

Na sl. 164. prikazane su karakteristične krivulje ejektora: $Q - H$ linija *(krivulje 1, 2 i 3)*, koja pokazuje odnose dobave ejektora Q i njegove visine dizanja H kod određenog pritiska pogonske vode H_p i njene količine Q_p te krivulja $Q - \eta$ *(krivulje 1', 2' i 3')*, koja pokazuje stupanj djelovanja η ejektora kod određene dobave Q.

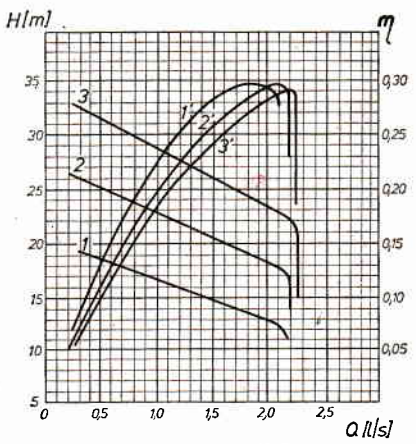
Karakteristične su krivulje u dijagramu na sl. 164. grafički prikazi rezultata ispitivanja jednog ejektora, u kojeg je mijenjana količina i pritisak pogonske vode i to sa slijedećim vrijednostima:

krivulje 1 i 1' — $Q_p = 1{,}69$ l/s, $H_p = 62{,}6$ m;
krivulje 2 i 2' — $Q_p = 1{,}97$ l/s, $H_p = 82{,}1$ m;
krivulje 3 i 3' — $Q_p = 2{,}17$ l/s, $H_p = 102{,}1$ m.

Na taj su način dobivene dvije grupe po tri krivulje iz kojih se modu izvesti dva osnovna zaključka:

1) što je veći pritisak i što je veća količina pogonske vode, to će biti veća visina dizanja ejektora;
2) stupanj djelovanja ejektora kod određenog pritiska i količine pogonske vode opada sa smanjenjem dobave i povećanjem visine dizanja.

Razvijeni je pritisak ejektora to veći, što je veća brzina strujanja pogonskog mlaza iz sapnice i što je manji odnos poprečnog presjeka izlaznog otvora difuzora i otvora sapnice. Brzina strujanja pogonskog mlaza obično iznosi između 20 i 50 m/s.



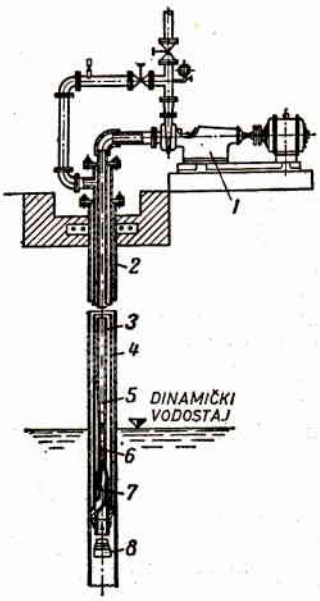
Sl. 164 Karakteristične krivulje ejektora

Premda ejektori imaju nizak stupanj djelovanja i za njihov rad potrebno je dovesti veću količinu pogonske vode pod pritiskom, ejektori se često primijenjuju zbog svojih malih dimenzija, sigurnog rada i jednostavne izvedbe. Upravo zbog svoje jednostavnosti prema potrebi mogu se izraditi i u svakoj priručnoj strojobravarskoj radionici.

Ejektori se koriste za odstranjenje vode iz komora, rovova i okana, za razna ispumpavanja kod građevinskih radova kao npr. za ispumpavanje poplavljenih podruma i sl.

Ejektori se najčešće izvode za pritiske pogonske vode od 3,5 do 4 bara i za dobava od 0,5 do 10 m^3/h pri čemu se mogu svladati visine dizanja do 25 m. Zbog izbjegavanja kavitacije usisne visine trebaju biti male, do 3 m.

Ejektori se koriste i za povećanje usisne visine centrifugalnih pumpa, npr. pri dobavi vode iz dubokih bušenih bunara. Ejektor se priključuje na donji kraj usisne cijevi centrifugalne pumpe (sl. 165), a pogonsku vodu dobiva iz tlačnog cjevovoda ove iste pumpe. Ejektor može podići vodu iz bušotine na visinu od 30 do 40 m pa i više, a zadatak mu je da vodu podigne do one visine od koje dalje centrifugalna pumpa može sama povlačiti vodu.



Sl. 165 *Primjena ejektora za povećanje usisne visine centrifugalne pumpe*

1 — centrifugalna pumpa; 2 — vanjska cijev; 3 — cijev kojom ejektor podiže vodu; 4 — cijev za dovod pogonske vode; 5 — difuzor; 6 — komora miješanja; 7 — sapnica; 8 — usisni ventil

Primjer 36:

Treba odrediti visinu dizanja i stupanj djelovanja ejektora koji treba dobavljati vodu u količini od *1,5 l/s*, ako ejektor ima karakteristične krivulje prema dijagramu na sl. 164. Ejektoru se dovodi pogonska voda količine *1,69 l/s* pod pritiskom *62,6 m*.

Rješenje:

Podaci za pogonsku vodu odgovaraju krivulji 1 pa iz $Q - H$ linije 1 za $Q = 1{,}5$ *l/s* slijedi visina dizanja $H = 14{,}8$ *m*.

Iz $Q - \eta$ krivulje l' za $Q = 1{,}5$ *l/s* nalazimo stupanj djelovanja $\eta = 0{,}275$.
Računska kontrola stupnja djelovanja prema formuli (81)

$$\eta = \frac{Q_p \cdot h}{Q \cdot H} = \frac{1{,}69\,(62{,}6 - 14{,}8)}{1{,}5 \cdot 14{,}8} = 0{,}275$$

Primjer 37:

Ejektor dobavlja količinu vode *0,5 l/s*. Koliki je stupanj djelovanja ejektora ako se za ovu dobavu troši *2,0 l/s* pogonske vode pritiska 4,0 bara a manometar ugrađen u tlačni cjevovod iza ejektora pokazuje pritisak *1,5 bar*?

Rješenje:

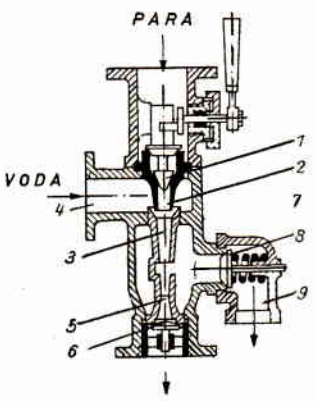
Primjenom formule (81) uz $h = H_p - H = 4{,}0 - 1{,}5 = 2{,}5$ *bar*

$$\eta = \frac{Q \cdot H}{Q_p \cdot h} = \frac{0{,}5 \cdot 2}{2 \cdot 2{,}5} = 0{,}20$$

4.22 Injektori

Injektori služe za napajanje parnih kotlova. Oni imaju tu prednost što sadržaj topline pare prelazi na pojnu vodu te se uz istovremenu dobavu vrši i predgrijavanje vode.

Izvedba injektora za napajanje kotlova prikazana je na sl. 166. Preko regulacionog ventila (1) struji para u sapnicu (2), pri tom ekspandira do pritiska manjeg od atmosferskog i ulazi velikom brzinom u sapnicu za miješanje (3). Kroz usisni priključak za vodu (4) usisava se voda, koja se u sapnici za miješanje (3) miješa s parom. Tu dolazi i do kondenziranja pare, pa se usisno djelovanje injektora još više pojačava. Na kraju sapnice za miješanje (3) smjesa postiže vrlo veliku



Sl. 166 Injektor

1 — regulacioni ventil; 2 — sapnica; 3 — sapnica za miješanje; 4 — usisni priključak; 5 — difuzor; 6 — povratni ventil; 7 — preljevni prostor; 8 — preljevni ventil; 9 — preljev

brzinu pa se u difuzoru (5) njena kinetička energija pretvara u energiju pritiska. Uslijed ovog pritiska, koji je znatno veći od kotlovskog pritiska, otvara se povratni ventil (6) te smjesa pojne vode i kondenzirane pare ulazi u kotao.

Između sapnice za miješanje (3) i difuzora (5) nalazi se preljevni prostor (7) s preljevnim ventilom (8) i prelijevom (9). Pri stavljanju injektora u pogon preko regulacionog ventila (1) najprije se pušta tanak mlaz pare. Pritisak je pare tada veći od atmosferskog, preljevni ventil (8) se otvara i preko njega kroz prelijev (9) izlazi para napolje te istovremeno istiskuje zrak iz njektora. Zbog male brzine pare razvijeni pritisak na kraju difuzora (5) nije dovoljan da otvori povratni ventil (6). Zakretanjem vretena regulacionog ventila (1) upušta se snažniji mlaz pare, brzina se pare povećava, pritisak opada i injektor počinje usisavati pojnu vodu. Uslijed potlaka koji se stvara u preljevnom prostoru (7) preljevni ventil (8) se zatvara. Kada se pritisak na kraju difuzora (5) dovoljno poveća, povratni se ventil (6) otvara i injektor počinje napajati kotao.

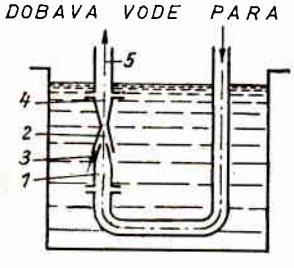
Prema tome preko prelijeva može se utvrditi da li injektor dobavlja vodu u kotao. Injektori najsigurnije rade ako voda u njih dotiče, premda oni mogu i usisavati vodu. Kod pritiska u kotlu od oko 12 bara temperatura pojne vode ne smije biti veća od oko 30° C jer inače u sapnici za miješanje (3) ne dolazi do kondenziranja pare nego do isparivanja pojne vode. Kod nižih pritisaka u kotlu, do oko 3 bara, temperatura pojne vode može biti i do 55° C.

4.23 Parni ejektori

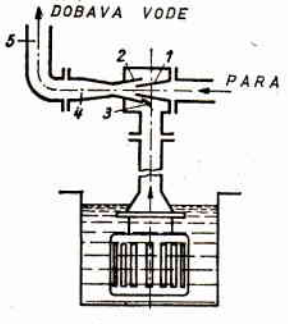
Parni ejektori dijele se na uronjene (sl. 167) i usisavajuće (sl. 168) ejektore.

Para struji kroz sapnicu (1), u kojoj uslijed povećanja brzine dolazi do razvijanja potlaka. Kroz prstenasti otvor (3) između sapnice (1) i sapnice za miješanje (2) usisava se tekućina, a u difuzoru (4) vrši se pretvaranje energije brzine u energiju pritiska. Smjesa tekućine i kondenzirane pare tlačnom cijevi (5) odvodi se u potrošnju.

Parni ejektori troše velike količine pare, pa im je stupanj djelovanja vrlo nizak. Kreće se u granicama od $\eta = 0{,}02 - 0{,}1$. Parni se ejektori primijenjuju za dobavu tekućine na visine koje su manje od odgovarajućeg pritiska pare.



Sl. 167 Uronjeni parni ejektor
1 — sapnica; 2 — sapnica za miješanje; 3 — prstenasti otvor; 4 — difuzor; 5 — talčna cijev



Sl. 168 Usisavajući parni ejektor
1 — sapnica; 2 — sapnica za miješanje; 3 — prstenasti otvor; 4 — difuzor; 5 — tlačna cijev

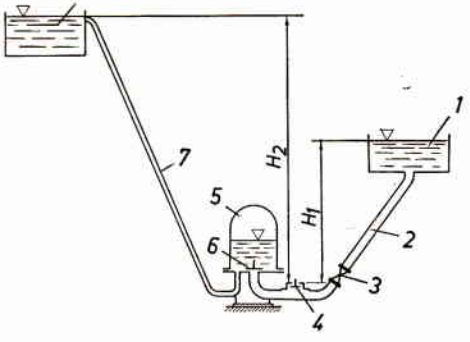
Upotrebljavaju se obično samo za podizanje čiste ili prljave i muljevite vode u otvorene rezervoare odnosno za dizanje onih tekućina kojima ne smeta kondenziranje pare.

Kapacitet parnih ejektora može iznositi i do 300 m^3/h. Kada rade s parom pritiska od 3 do 10 bara parni ejektori mogu podizati tekućinu na visinu i do 40 m, ako je usisna visina manja od 1,5 m. S porastom usisne visine i temperature tekućine naglo opada moguća visina dizanja.

4.3 HIDROUDARNE PUMPE

Hidroudarna pumpa je uređaj u kojem se kinetička energija struje, vode — izazivanjem hidrauličkog udara (v. poglavlje 5.5) — pretvara u potencijalnu energiju i koristi se za transport vode. Ovo korištenje hidrauličke energije vlastite struje vode moguće je samo u određenim pogodnim topografskim uvjetima od kojih je najvažniji da hidroudarna pumpa bude smještena niže od vodostaja u dovodnom rezervoaru. Primjenom hidroudarne pumpe može se voda prepumpavati iz nižeg rezervoara u viši bez dovođenja energije sa strane.

Rad hidroudarne pumpe vrši se na slijedeći način. Otvaranjem zasuna (3) voda iz dovodnog rezervoara (1) — (sl. 169) dolazi po dovodnom cjevovodu (2) do otvorenog udarnog ventila (4), te kroz njega ističe napolje. Udarni se ventil — koga opruga drži u otvorenom položaju — nalazi niže od vodostaja u dovodnom rezervoaru (1) pa će se brzina istjecanja vode sve više povećavati sve dok ne postigne veličinu koja odgovara hidrostatskom pritisku H_1. Povećanjem brzine istjecanja raste i pritisak vodenog mlaza na udarni ventil, pa kada sila mlaza nadvlada silu opruge ventil se zatvara i istjecanje prestaje. Naglim zaustavljanjem mase vode nastaje hidraulički udar, uslijed kojeg pritisak u dovodnoj cijevi (2) naglo poraste na veličinu znatno veću od pritiska H_2 u zračnoj komori (5). Djelovanjem se ovog povećanog pritiska otvara tlačni ventil (6) i voda kroz njega ulazi u zračnu komoru koja je djelomično ispunjena zrakom. U komori voda komprimira zrak. Uslijed toga u njoj znatno poraste pritisak, pa se vod aiz komore potiskuje po tlačnoj cijevi (7) u prijemni rezervoar (8) i time se podiže na visinu H_2.



Sl. 169 Shematski prikaz dobave vode hidroudarnom pumpom

1 — dvodni rezervoar; 2 — dovodni cjevovod; 3 — zasun; 4 — udarni ventil; 5 — zračna komora; 6 — tlačni ventil; 7 — tlačni cjevovod; 8 — prijemni rezervoar

Nakon hidrauličkog udara tlačnog vala u dovodnoj cijevi (2) nastaje potlak, a udarni se ventil (4) ponovno otvara djelovanjem većeg atmosferskog pritiska, vlastite mase ventila i sile ventilske opruge. Djelovanjem se pritiska u zračnoj komori (5) istovremeno zatvara tlačni ventil (6) i elementi hidroudarne pumpe poprimaju svoj početni položaj.

U slijedećem trenutku voda iz dovodnog rezervoara (1) opet dolazi po dovodnom cjevovodu (2) do udarnog ventila (4), ističe napolje, ventil se zatvara i ponovno izaziva hidraulički udar pa se čitav proces ponavlja istim redoslijedom kao i kod početnog udarca. Prema tome je rad hidroudarne pumpe karakteristično učestalo otvaranje i zatvaranje udarnog ventila pri čemu se on otvara i zatvara od 30 do 120 puta u minuti. Broj zatvaranja udarnog ventila naziva se brzohodnost hidroudarne pumpe. Ona zavisi o dužini dovodnog cjevovoda, o visinama H_1 i H_2 te o masi odnosno sili opruge udarnog ventila.

Da bi se postigao potreban hidraulički udar, uzima se dužina dovodne cijevi (5 — 8) H_1. U prijemni rezervoar (8) na visinu H_2 dovodi se količina vode Q_2. Pri tom se za njeno podizanje koristi energija one količine vode Q_1 koja dolazi po dovodnom cjevovodu (2). Ako se sa q [m^3/m^3] označi specifični gubitak vode kroz udarni ventil, bit će $Q_2 = q \cdot Q_1$. S obzirom na to da količina vode Q_1 dolazi s visine H_1, može se postaviti slijedeći odnos za stupanj djelovanja η hidroudarne pumpe

$$\eta = \frac{Q_2 \cdot H_2}{Q_1 \cdot H_1} \tag{82}$$

Stupanj se djelovanja hidroudarne pumpe kreće u vrlo širokim granicama od 0,15 do 0,85. Dovodna visina vode H_1 obično se kreće od 1 do 10 m, a visina dizanja vode H_2 može biti i 20 do 30 puta veća od H_1.

Određivanje karakterističnih elemenata hidroudarne pumpe može se izvršiti pomoću tablica 10 i 11, ako je poznata dnevna potreba vode Q_{dan}, dovodna visina H_1 i visina dizanja H_2.

Specifični gubitak vode q [m^3/m^3] kroz udarni ventil

Tablica 10

Visina dizanja H_2 [m]	Dovodna visina H_1 [m]									
	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	7	10
5	5,6	3,4	2,4	—	—	—	—	—	—	—
6	9,6	5,6	3,8	2,9	2,4	—	—	—	—	—
8	14,0	8,1	5,6	4,2	3,4	2,8	2,4	—	—	—
10	19,2	11,0	7,5	5,6	4,4	3,6	3,1	2,4	—	—
12	25,3	14,0	9,6	7,0	5,6	4,6	3,8	2,9	—	—
14	32,0	17,4	11,7	8,7	6,8	5,6		3,5	2,4	—
16	40,0	21,0	14,0	10,4	8,1	6,6	5,6	4,1	2,7	—
18	50,0	25,3	16,8	12,1	9,6	7,7	6,5	4,8	3,2	—
20	60,6	29,5	19,2	14,0	11,0	8,9	7,5	5,6	3,6	2,4
22	—	34,5	22,0	16,0	12,4		8,5	6,2	4,0	2,6
24	—	40,0	25,3	18,0	14,0		9,6	7,0	4,5	2,9
26	—	46,7	28,5	20,2	15,7		10,7	7,9	5,0	3,2
28	—	53,7	32,0	22,5	17,4		11,7	8,7	5,6	3,5
30	—	60,6	36,0	25,2	19,2		12,9	9,6	6,1	3,8

Najprije se iz tablice 10 za zadane visine H_1 i H_2 nalazi gubitak vode kroz udarni ventil za svaki m^3 dignute vode. Iza toga se nalazi potrebna dnevna pro-

Zavisnost srednje dnevne propusne sposobnosti Q_{dan} [m³/dan] o dovodnoj visini H_1 i o dužini dovodnog cjevovoda

Tablica 11

Dužina dovodnog cjevovoda [m]	Promjer pladnja udarnog ventila [mm]	Dovodna visina H_1 [m]									
		1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	7	10
15	50	70	85	98	111	120	129	139	155	183	220
	75	204	250	285	317	347	376	403	452	353	640
20	50	61	74	86	96	105	113	121	135	140	191
	50	177	217	248	276	302	328	350	393	465	555
25	50	54	66	76	86	93	101	108	121	142	171
	50	158	194	222	246	270	292	312	351	415	497
30	50	50	60	69	79	85	92	98	111	129	157
	75	144	177	202	224	246	266	285	321	379	454
35	75	46	56	63	73	79	85	91	102	120	4,6
	75	137	164	187	207	227	248	263	296	352	420
40	75	43	52	60	67	73	79	85	95	112	135
	75	125	153	176	194	213	230	246	277	328	392

pusna sposobnost Q'_{dan} hidroudarne pumpe kao umnožak dnevne potrebe vode Q_{dan} i gubitaka vode q kroz udarni ventil. Na temelju potrebne srednje dnevne propusne sposobnosti Q'_{dan} i dovodne visine H_1 iz tablice 11 nalazi se potreban promjer pladnja udarnog ventila i dužina dovodnog cjevovoda.

Hidroudarne pumpe primijenjuju se kod pogodnih topografskih uvjeta u slučajevima kada stoji na raspolaganju dovoljno vode a nema pogodnog izvora energije. U takvim uvjetima može biti ekonomski opravdan gubitak vode koja istječe kroz udarni ventil. Mali investicioni troškovi i jednostavno održavanje čine primjenu hidroudarnih pumpa naročito prikladnom kod malih vodoopskrbnih postrojenja.

Nakon postavljanja uređaja hidroudarne pumpe potrebno je regulirati njen rad promjenom mase ventila, podešavanjem ventilske opruge ili promjenom hoda udarnog ventila. Sa smanjenjem mase, sile opruge ili hoda udarnog ventila povećava se brzohodnost i stupanj djelovanja hidroudarne pumpe, ali pritom opada njena propusna sposobnost odnosno smanjuje se dobava. Povećanjem mase, sile opruge ili hoda udarnog ventila postižu se odgovarajući obratni rezultati.

Nakon puštanja u pogon i izvršene regulacije na određeni režim rada hidroudarna pumpa dalje radi potpuno automatski i nije potreban stalan nadzor. Kontrolu rada hidroudarne pumpe dovoljno je izvršiti jednom u desetak dana.

Kod kontrolnog obilaska provjerava se broj udara udarnog ventila u minuti, dobiva vode i prijemni rezervoar, nivo vode u zračnoj komori i vodostaj u dovodnom rezervoaru. Pri tom se osobita pažnja posvećuje uspoređivanju trenutačnog režima rada u odnosu na utvrđen režim pri reguliranju i puštanju u pogon hidroudarne pumpe.

Prilikom kontrolonog obilaska treba provjeriti da eventualno taloženje na dnu dovodnog rezervoara nije došlo blizu priključka dovodnog cjevovoda, jer onečišćenje sjedišta udarnog ili tlačnog ventila može dovesti do prekida rada

hidroudarne pumpe. Za vrijeme pregleda udarnog ventila postrojenje treba isključiti iz pogona.

Za osiguranje normalnog rada hidroudarne pumpe potrebno je da ne dolazi do stvaranja zračnih jastuka u dvodnom cjevovodu, a u zračnoj komori treba biti dovoljna količina zraka. Ako u komori nema dovoljno zraka, pojavljuju se snažni udarci koji se dobro čuju. Pri dopunjavanju zraka zatvaraju se zasuni na dovodnom i tlačnom cjevovodu, a hidroudarna pumpa isključi se iz pogona. Odzračni pipac na vrhu komore se otvori, a kroz ispusni otvor na dnu komore ispusti se sva voda.

Voda, koja pri radu hidroudarne pumpe izlazi kroz udarni ventil, mora se odvoditi na prikladno mjesto nešto udaljeno od samog uređaja. U protivnom slučaju može doći do potapanja udarnog ventila, što samo po sebi neće prouzročiti prekid rada. Međutim, pri radu u takvim uvjetima hidroudarna pumpa će dobavljati onečišćenu odnosno zagađenu vodu.

Jednom godišnje treba sve elemente hidroudarne pumpe rastaviti, detaljno očistiti i ponovno regulirati.

Primjer 38:

Treba odrediti karakteristične elemente i predviđeni stupanj djelovanja hidroudarne pumpe, ako je potrebno količinu vode $70\ m^3/dan$ podignuti na visinu $20\ m$ a dovodna visina iznosi $5\ m$.

Rješenje:

U tablici **10** nalazimo da se kod dovodne visine $H_1 = 5\ m$ i visine dizanja $H_2 = 20\ m$ kroz udarni ventil gubi $q = 5{,}6\ m^3$ vode za svaki m^3 dignute vode. Prema tome potrebna srednja dnevna propusna sposobnost hidroudarne pumpe iznosi

$$Q'_{dan} = q \cdot Q_{dan} = 5{,}6 \cdot 70 = 392\ m^2/dan$$

U tablici **11** nalazimo da dovodnoj visini $H_1 = 5\ m$ i srednjoj dnevnoj propusnoj sposobnosti $Q'_{dan} = 392\ m^3/dan$ odgovara promjer pladnja udarnog ventila $75\ mm$ i dužina dovodnog cjevovoda $20\ m$.

U izraz za stupanj djelovanja (82) uvrstit će se za $Q_2 = Q_{dan} = 70\ m^3/dan$, a za $Q_1 = Q'_{dan} = 392\ m^3/dan$, pa izlazi da će hidroudarna pumpa raditi s predviđenim stupnjem djelovanja

$$\eta = \frac{Q_2 \cdot H_2}{Q_1 \cdot H_1} = \frac{70 \cdot 20}{392 \cdot 5} = 0{,}71$$

B. PUMPNE STANICE

5. VODOOPSKRBNE PUMPNE STANICE

5.1 OPĆENITO O PUMPNIM STANICAMA

5.11 Podjela pumpnih stanica

Po svojoj namjeni vodoopskrbne pumpne stanice dijele se na:
— pumpne stanice za opskrbu pitkom vodom,
— pumpne stanice za dobavu tehnološke vode,
— pumpne stanice za navodnjavanje.

Po svom položaju u vodoopskrbnom sustavu pumpne stanice dijele se na:
— osnovne pumpne stanice,
— prepumpne stanice,
— pumpne stanice za povišenje pritiska,
— cirkulacione pumpne stanice.

Osnovne pumpne stanice povlače vodu neposredno iz bunara, rijeke, jezera ili nekog drugog izvora za opskrbu vodom i dobavljaju je na uređaje za pročišćivanje ili ako pročišćivanje nije potrebno neposredno u vodovodnu mrežu, rezervoare ili druge vodoopskrbne objekte.

Prepumpne stanice služe za prepumpavanje vode iz rezervoara niže vodoopskrbne zone u mrežu i rezervoare više vodoopskrbne zone ili kod pročišćavanja vode iz rezervoara pročišćene vode u vodoopskrbnu mrežu i rezervoare.

Pumpne stanice za povišenje pritiska služe za povišenje pritiska u pojedinim dijelovima vodoopskrbne mreže. U njih na usisni priključak pumpe već dolazi voda pod izvjesnim pritiskom.

Cirkulacione pumpne stanice postavljaju se u termoelektranama i velikim industrijskim pogonima. Kod ovih pumpnih stanica voda koja je završila svoju rashladnu funkciju u tehnološkom procesu jednim se pumpama dobavlja u rashladne tornjeve, a drugim se pumpama ohlađena voda ponovno šalje u tehnološki proces.

Prema potrebnom stupnju pogonske sigurnosti pumpne stanice dijele se u tri klase.

I. klasa — Pumpne stanice u kojih se uopće ne dozvoljava prekid rada pumpnog agregata, jer bi njegov prekid rada mogao ugroziti složen tehnološki proces ili bi mogao dovesti do oštećenja važne opreme. U ovih pumpnih stanica kod kvara pumpnog agregata automatski se uključuje rezervni agregat, a kod ispada električne energije automatski se uključuje rezervno opskrbljivanje električnom energijom (dizel agregat ili sl.).

II. klasa — Pumpne stanice u kojih se dozvoljava kratkotrajni prekid rada pumpnog agregata za vrijeme potrebno da poslužno osoblje uključi rezervni agregat. Ovom je klasom pogonske sigurnosti obuhvaćena većina pumpnih stanica za opskrbu pitkom i tehnološkom vodom.

III. klasa — Pumpne stanice u kojih se dozvoljava prekid rada pumpnog agregata za vrijeme uklanjanja kvara, ali ne duže od 24 sata. Ova klasa pogonske sigurnosti obuhvaća pumpne stanice vodovoda u malim mjestima, pumpne stanice za navodnjavanje i indusarijske pumpne stanice za sanitarne potrebe.

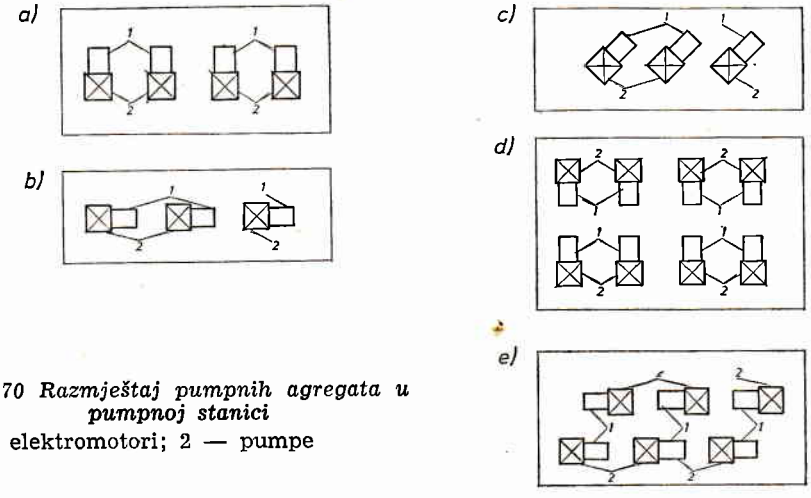
Po svom položaju, u odnosu na površinu terena, pumpne se stanice dijele na:
— nadzemne u kojih je pod pumpe stanice u ravnini terena ili iznad njega;
— ukupne u kojih je pod pumpne stanice ispod površine terena, a objekt se diže iznad terena;
— podzemne u njih je čitava pumpna stanica smještena ispod površine terena.

S obzirom na način upravljanja pumpnim agregatima razlikuju se:
— pumpne stanice s ručnim upravljanjem. U njih sve radnje uklapanja i isklapanja pumpnih agregata vrši poslužno osoblje na licu mjesta;

— poluautomatske grupne pumpne stanice u kojih se sve radnje pri pokretanju i zaustavljanju pumpnih agregata vrše automatski, ali nalog za uklapanje i isklaapnje daje se iz pridruženog upravljačkog mjesta;
— daljinski upravljane pumpne stanice. U njih se sve radnje pri pokretanju i zaustavljanju pumpnih agregata vrše automatski, a nalog za uklapanje i isklapanje daje se iz udaljenog upravljačkog mjesta;
— automatske pumpne stanice u kojih se sav rad postrojenja vrši potpuno automatski.

5.12 Razmještaj pumpnih agregata u pumpnoj stanici

Razmještaj pumpnih agregata i cjevovoda u pumpnoj stanici treba zadovoljiti slijedeće osnovne zahtjeve:
— sigurnost pogona,
— jednostavno posluživanje i sigurnost na radu,
— minimalnu dužinu cjevovoda uz minimalan broj armatura,
— mogućnost proširenja pumpne stanice.



Sl. 170 Razmještaj pumpnih agregata u pumpnoj stanici
1 — elektromotori; 2 — pumpe

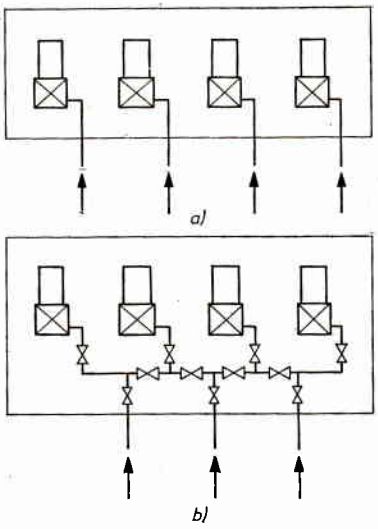
U pumpnih se stanica općenito može postaviti pet osnovnih shema razmještaja pumpnih agregata i to:
— jednoredni razmještaj agregata pri čemu su simetrale agregata međusobno paralelne (sl. 170 a);
— jednoredni razmještaj agregata pri kojem su simetrale agregata u istom pravcu (sl. 170 b);
— jednoredni kosi razmještaj agregata (sl. 170 c);
— dvoredni paralelni razmještaj agregata (sl. 170 d);
— dvoredni izmjenični razmještaj agregata (sl. 170 e).

U horizontalnih pumpa pumpni se agregati mogu tako razmjesiti da svaka pumpa ima svoj usisni cjevovod ili da sve pumpe imaju jedan zajednički usisni cjevovod.

Posebno položen usisni cjevovod, za svaku pumpu posebno, najbolje je rješenje (sl. 171 a). Međutim, zajednički usisni cjevovodi ne mogu se uvijek izbjeći, pa se u slučaju takve izvedbe mora paziti da sve pumpe budu podjednako opterećene i da voda ulazi u pumpe bez pojave kavitacije. Ako prilike dozvolja-

vaju umjesto zajedničkog usisnog cjevovoda bolje je izvesti jedan dovodni kanal ispod pumpne stanice te onda svaku pumpu izvesti sa svojim usisnim cjevovodom.

Ako se zajednički usisni cjevovod nikako ne može izbjeći, zasune na ograncima za pojedine pumpe treba postaviti što bliže mjestu razdvajanja da bi mrtvi prostor između mjesta razdvajanja i zasuna bio što manji. Klinaste zasune na zajedninčkom usisnom cjevovodu treba postavljati horizontalno da bi se izbjeglo sakupljanje zraka u gornjem dijelu kućišta. Osim toga pri horizontalnom polažaju zasuna njegova je brtvenica stalno mokra i mnogo bolje brtvi. Zajednički usisni cjevovod treba tako priključiti na dovodni rezervoar da je omogućen rad pumpnog postrojenja — barem s djelomičnim kapacitetom — i kod popravaka pojedinih armatura na tom cjevovodu (sl. 171 b).



Sl. 171 Usisni cjevovodi u pumpnoj stanici
a) posebni usisni cjevovod za svaku pumpu; b) zajednički susisni cjevovod

U horizontalnih pumpa s aksijalnim usisnim priključkom obično je najpovoljniji jednoredni razmještaj s međusobno paralelnim osovinama pumpa (sl. 170 a). Ovakav razmještaj daje kompaktan raspored opreme, ne veliku širinu zgrade i radi toga ne veliki raspon krova pumpne stanice. Ako je potrebna dizalica, smanjuje se i potreban raspon dizalice. Ovakav razmještaj nalazi široku primjenu kako kod malih tako i kod velikih pumpnih agregata.

Kod velikih pumpnih stanica pumpni se agregati često koso postavljaju i to 30^0 ili 45^0 u odnosu na uzdužnu simetralu pumpne stanice (sl. 170 c). Ovakav razmještaj omogućuje hidraulički vrlo povoljan raspored cjevovoda.

U većeg broja pumpnih agregata u jednoj pumpnoj stanici korisno je izabrati dvoredni paralelni razmještaj pumpnih agregata (sl. 170 d). Kod ovakvog rasporeda zgrada pumpne stanice bit će kraća, ali se znatno povećava njena širina, a s tm i potreban raspon dizalice.

Kod horizontalnih pumpa s bočnim usisnim priključkom i dvodjelnim kućištem obično je najpovoljnije izvršiti jednoredan razmještaj agregata s osovinama u istom pravcu (sl. 170 b). Ovakav razmještaj daje kompaktan raspored opreme i malu širinu pumpne stanice.

Kod većeg broja krupnih pumpnih agregata povoljno je izabrati dvoredni izmjenični razmještaj (sl. 170 e). Ovakav razmještaj omogućuje povoljan raspored cjevovoda, a širina zgrade pumpne stanice mnogo se ne povećava.

Pumpne agregate u svakom slučaju treba tako rasporediti da bude osigurana potpuna sigurnost i udobnost posluživanja, mogućnost montaže, popravka i ispitivanja agregata. Zbog toga je potrebno da svaki agregat ima slobodan pristup sa svih strana.

Prolaz između agregata treba biti najmanje 1,0 m kod elektromotora napona 380 V i najmanje 1,2 m kod elektromotora većeg napona. U svim slučajevima razmak između nepokretnih dijelova opreme treba biti najmanje 0,7 m.

Razmak od duže strane temeljne ploče pumpnog agregata do zida treba biti najmanje 1,25 m. Odstupanje se može dozvoliti za pumpe s promjerom tlačnog cjevovoda od 150 mm u kojih minimalni razmak do zida može biti i 0,8 m.

Da bi se omogućila montaža i demontaža — kod pumpa koje nemaju dvodjelno kućište s horizontalnom razdjelnom plohom, nego se kod njih osovina izvlači zajedno s rotorima u smjeru simetrale pumpe — pumpu treba smjestiti na razmaku od zida ili drugog agregata jednakom dužini osovine pumpe uz dodatak 0,25 m, ali u svim slučajevima najmanje 1,0 m. Na sličan način treba osigurati i prostor za vađenje rotora elektromotora.

Između agregata i kontrolne ploče s instrumentima ili komandne ploče treba biti prolaz od najmanje 1,5 m. Na ulazu u pumpnu stanicu razmak do agregata treba biti najmanje 2,0 m.

Kada se radi o velikim agregatima, onda u pumpnoj stanici treba ostaviti odgovarajući slobodan prostor — montažnu površinu na kojoj se vrše manji popravci agregata.

Pomoćne pumpe (vakuum pumpe, pumpe za otpadnu vodu) postavljaju se u slobodne prostore pumpne stanice tako da ne zahtijevaju povećanje dimenzije zgrade. Za takve se pumpe slobodan prilaz može ostaviti samo s jedne strane, a u slučaju potrebe mogu se postaviti i konzolno na zid zgrade.

5.2 HIDROFORSKA POSTROJENJA

5.21 Primjena i rad hidroforskih postrojenja

Hidroforska postrojenja primijenjuju se u slučajevima kada postavljanje rezervoara na odgovarajućoj visini nije moguće ili iz bilo kojih razloga nije poželjno. Hidroforske pumpne stanice grade se za opskrbu vodom obiteljskih kuća, seljačkih gazdinstava, manjih industrijskih pogona i manjih naselja. To su najjednostavnije pumpne stanice i zahtijevaju samo neznatan nadzor. S njima se mogu bez velikog ili naročito visokog položenog rezervoara uvijek postići željeni pritisci potrebni na visoko položenim mjestima potrošnje ili kod vršne potrošnje.

Ako pumpe dobavljaju vodu direktno iz bunara, onda bunar mora bezuvjetno imati izdašnost najmanje jednaku maksimalnoj trenutačnoj potrošnji. Ako je izdašnost bunara manja, pumpno se postrojenje mora podijeliti u dva dijela: u predpumpavanje — koje dobavlja vodu iz bunara u sabirni rezervoar — i u tlačno postrojenje koje vodu iz sabirnog rezervoara tlači u mrežu. Ukupni dnevni potrošak unutar 8 do 12 sati može predpumpavanje podjednako dobavljati iz bunara u sabirni rezervoar, dok tlačno postrojenje mora biti dimenzionirano za maksimalnu trenutačnu potrošnju.

Hidroforsko pumpno postrojenje sastoji se od pumpnog agregata, tlačnog kotla (hidrofora) i pripadne opreme. Tlačni kotao nema funkciju rezervoara. On samo služi za automatsko uklapanje i isklapanje pumpa. Potreba kotla i njegova svrha vide se iz razmatranja koja slijede.

Centrifugalna pumpa može raditi u bilo kojoj točki svoje Q—H linije. Ona bi bez daljnjega mogla direktno u mrežu dobavljati i u slučajevima kada je potrošah izložen velikim kolebanjima. Čak i ako potrošak privremeno postane vrlo malen ili kratkotrajno padne na nulu, to ne šteti pumpi. Ona će pri porastu patroška i dalje normalno dobavljati. Ali ako se može očekivati da će pumpa dulje vremena raditi kod nultog potroška, pumpu treba bezuvjetno isključiti

da se spriječe oštećenja uslijed praznog hoda. Osim toga, pumpa kod vrlo malih dobava radi vrlo neekonomično, tj. nastupaju razmjerno veći troškovi električne energije u odnosu na količinu dignute vode. Zbog ekonomičnosti poželjan je rad pumpe samo u području njenog najboljeg stupnja djelovanja.

Isklapanje pumpe pri padu potroška na nulu ili kod vrlo malih dobava može se vršiti ovisno o pritisku ili ovisno o dobavnoj količini. Ponovno automatsko uklapinje pumpe može se vršiti samo zavisno o pritisku (uklapanje drugih pumpa nakon što je jedna već u pogonu može se vršiti i oisno o količini). Uklapanje jedne pumpe ovisno o količini, a isto tako i uklapanje prve pumpe nekog postrojenja s više pumpa nije moguće, jer pumpa prije svog uklapanja ne dobavlja.

Pretpostavimo slučaj da pumpa direktno — dakle bez primjene tlačnog kotla ili rezervoara na kraju tlačnog cjevovoda — dobavlja u mrežu. Pri obustavi potrošnje uslijed povećanog pritiska, pumpa bi se isklopila zavisno o pritisku ili o količini, a u slijedećem trenutsu bi se u ovisnosti o pritisku odmah uklopila. Čak i kod najmanjeg potroška — otvaranjem jedne pipe — pritisak bi pao na veličinu uklopnog pritiska tlačne sklopke ili kontaktnog manometra. Nakon uklapanja pritisak bi u cjevovodu opet odmah porastao na isklopni pritisak, jer je potrošak manji od normalne dobave pumpe. Ovo uklapanje i isklapanje ponavljalo bi se brzo jedno iza drugoga. Čak i onda kada potrošak spadne na nulu i tlačni cjevovod je potpuno zatvoren, kod isklapanja pumpe u cjevovodu se ne bi mogao zadržati veći pritisak, jer bi i kod najmanjeg propuštanja jedne pipe nastupio pad pritiska. Posljedica bi bila opetovano brzo uklapanje i isklapanje, a to se mora svakako spriječiti.

Smanjenje broja uklapanja na dozvoljenu mjeru može se postići samo ako se odgovarajuća količina vode akumulira u jednom tlačnom kotlu priključenom na tlačni cjevovod. U tom će se slučaju pumpa uklopiti tek onda nakon što se potroši akumulirana količina vode. Za vrijeme pogona višak dobave pumpe odlazi u kotao, a do isklapanja dolazi nakon postepenog porasta pritiska u kotlu. Da bi se to moglo provesti, gornji je dio tlačnog kotla ispunjen zrakom. Kod dotoka viška dobave zrak se djelovanjem rastućeg pritiska tlači i kod toga smanjuje svoj volumen pa istovremeno načini mjesta za dolazeću vodu. Pri istjecanju zrak se širi i pritisak opet opada.

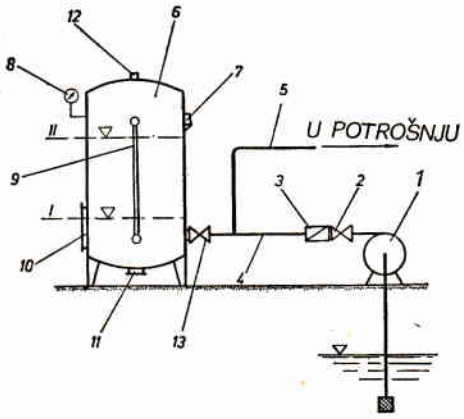
Hidroforsko postrojenje s glavnim dijelovima tlačnog kotla shematski je prikazano na sl. 172. Centrifugalna pumpa (1) dobavlja vodu preko spojnog voda (4) u tlačni kotao. Na spojnom vodu ugrađeni su još zasun (2) i povratna zaklopka (3).

Pumpa se uklapa preko tlačne sklopke (7) kada vodostaz u kotlu (6) spadne na granicu uklapanja I. Pumpa dobavlja vodu u kotao odnosno — ako ima potrošnje — djelomično i u potrošnju pomoću tlačnog cjevovoda (5). Kada vodostaj dosegne granicu isklapanja II pumpa se isklapa, a daljnja potrošnja podmiruje se iz tlačnog kotla. Povratna zaklopka (2) spriječava povratno strujanje vode kroz pumpu.

Tlačni kotao ili manometar (8), vodokazno staklo (9), otvor za reviziju unutrašnjosti (10), ispust za pražnjenje kotla (11), priključak za dopunjavanje zraka (12) i zasun (13) na izlazu iz kotla.

Hidroforsko pumpno postrojenje načelno radi ovako: ako se u mreži otvori neki izljev, djelovanjem pritiska komprimiranog zraka iz tlačnog kotla istječe potrebna količina akumulirane vode; volumen zraka se povećava, pa se smanjuje pritisak i u kotlu i u cjevovodu. Kod nekog određenog pritiska — koji se

prethodno podesi na tlačnoj sklopki ili kontaktnom manometru — pumpa se uklapa. Ako je potrošak velik, tada pumpa dobavlja ukupnu dobavnu količinu u mrežu. Ako je potrošak malen, tada u kotao odlazi višak dobave, tlači zrak koji se tamo nalazi, pritisak se povećava i kod nekog određenog najvećeg pritiska — koji se isto tako prethodno podesi na tlačnoj sklopki ili kontaktnom manometru — pumpa se isklapa.



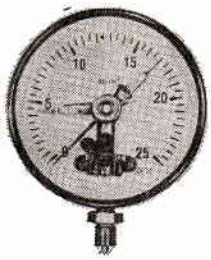
Sl. 172 Shematski prikaz hidroforskog postrojenja glavni dijelovi tlačnog kotla

1 — centrifugalna pumpa; 2, 13 — zasuni; 3 — povratna zaklopka; 4 — spojni vod; 5 — tlačni cjevovod; 6 — tlačni kotao; 7 — tlačna sklopka; 8 — manometar; 9 — vodokazno staklo; 10 — otvor za pregled unutrašnjosti; 11 — ispust za pražnjenje; 12 — priključak za dopunjavanje zraka

Izgled je tlačne klopke prikazan na sl. 173. Pritisak se komprimiranog zraka ili vode prenosi preko gumene membrane na glavnu polugu koja je povezana s okretnom polugom za koju je učvršćen živin kontaktor (1) koji kod određenog pritiska uklapa ili prekida strujni krug. Živinim kontaktorom upravlja magnetni svitak elektromotorne zaštitne sklopke.

Pritisak kod kojeg tlačna sklopka treba prekinuti rad pumpe podešava se gornjim vijkom (2). Okretanjem vijka u smjeru kazaljke na satu isklopni pritisak se povećava i obratno. Donjim vijkom (3) postavlja se željena razlika između uklopnog i isklopnog pritiska. Poritezanjem se vijka razlika smanjuje, a njegovim odvijanjem ona se povećava.

Sl. 173 Tlačna sklopka



Sl. 174 Kontaktni manometar

Tlačna je sklopka pokrivena i zabrtvljena poklopcem od prozirne plastične mase, što omogućava nadzor i primjenu u vlažnim prostorijama.

Izgled je kontaktnog manometra prikazan na sl. 174. Kontaktni je manometar manometar na čijoj je kazaljki izveden jedan električni kontakt. Druga

dva kontakta — jedan za uklopni, a drugi za isklopni pritisak — mogu se s vanjske strane namjestiti na željeni pritisak označen na skali.

Prema tome je kontaktni manometar izveden sa tri kontakta. Jedan je pokretni vezan s kazaljkom i dva čvrsta — minimalni i maksimalni. Pri padu pritiska do veličine uklopnog pritiska kontakt kazaljke spaja se s minimalnim kontaktom i uklapa pumpu, a kod porasta pritiska do veličine isklopnog pritiska spaja se s maksimalnim kontaktom i isklapa pumpu.

Kod manjih pumpnih stanica, naročito kod kućnih vodovoda, općenito se koriste tlačne sklopke. Kod većih postrojenja, u prvom redu kod onih s više pumpa koje se najčešće postepeno uklapaju, koriste se kontaktni manometri. Kod tlačne sklopke može se namještanje tražene granice uklapanja i isklapanja postići samo pokušavanjem — uz pomoć manometra — na taj način da se vijci za podešavanje tako dugo namještaju dok se pumpa stvarno kod traženog, na manometru očitanog, pritiska ne uklapa odnosno isklapa. Normalne se trgovačke tlačne sklopke obično mogu podešavati samo za najmanju razliku pritiska od 1,0 do 1,5 bara između uklopnog i isklopnog pritiska — a to je u većini slučajeva dovoljno. Osjetljive tlačne sklopke mogu se podesiti na razliku od 0,5 do 1,0 bar; specijalne tlačne sklopke postižu razliku od 0,2 do 0,3 bara.

Kao što je već spomenuto kod kontaktnog manometra traženi se pritisci direktno podešavaju. Minimalni i maksimalni kontakt jednostavno se namjeste na željenu vrijednost na skali manometra. Kod kontaktnog manometra mogu se postići i vrlo male razlike između uklopnog i isklopnog pritiska pa čak i razliku od 0,2 do 0,5 bara.

U pogonu s većim i primjenljivim potroškom vode izvode se hidroforska postrojenja s nekoliko pumpa, koje se — kao i u slučaju samo jedne pumpe — uklapaju i isklapaju ovisno o pritisku u cjevovodu i tlačnom kotlu. Takva postrojenja izvedbeno su vrlo jednostavna i sigurna u pogonu. Obično se primijenjuju dvije do četiri jednake pumpe od kojih svaka ima svoj sklopni element (tlačnu sklopku ili kontaktni manometar). S porastom potrošnje pumpe se uklapaju jedna za drugom i to tako da kod malih potrošnji radi samo jedna pumpa, kod srednjih potrošnji istovremeno su u pogonu dvije, a kod velikih potrošnji istovremeno rade tri ili četiri pumpe. Uklopni pritisci su tako stupnjevani da se druga pumpa uklapa i isklapa kod pritisaka nižih za oko 0,2 do 0,3 bara nego prva, treća pumpa se opet uklapa i isklapa kod pritisaka 0,2 do 0,3 *bara* nižih nego druga itd.

S obzirom na to da su uklopni pritisci pomaknuti za 0,2 do 0,3 *bara* kod hidroforskog postrojenja sa stupnjevanim uklapanjem više pumpa imamo i nekoliko tlačnih područja. Kada pritisak u tlačnom kotlu padne na veličinu uklopnog pritiska prve pumpe, ona se uklapa. Ako poraste potrošnja, pa pritisak u cjevovodu i tlačnom kotlu i dalje pada do uklopnog pritiska druge pumpe, ova se uklapa te obje pumpe rade paralelno u zajednički tlačni cjevovod. Ako potrošnja dalje poraste iznad zajedničke dobave obiju pumpa, pritisak u cjevovodu i kotlu opada do veličnee uklopnog pritiska treće pumpe, ona se uklapa, pa su sve tri pumpe istovremeno u pogonu itd.

Kod ovakvog se stupnjevanog uklapanja preporuča da se tlačne sklopke ne stavljaju direktno u kotao nego odvojeno npr. na zid, a veza između kotla i sklopki da se izvrši pomoću odgovarajuće cijevi. Ako su sklopke smještene direktno na kotlu, pri uklapanju prve sklopke može doći do udara i uslijed toga do uklapanja druge sklopke; dakle, može doći do uklapanja prije nego što po-

trošak vode uvjetuje sniženje pritiska u kotlu na pritisak uklapanja druge sklopke.

Hidroforska postrojenja s više pumpa vrlo se dobro prilagođuju promjenljivom potrošku, a kod ispadanja jedne pumpe iz pogona, npr. uslijed nekog kvara na elektromotoru njeno mjesto popunjava odmah druga. Najveća prednost primjene jednakih pumpa leži u mogućnosti jednostavnijeg osiguravanja i uskladištenja rezervnih dijelova, a kroz to i brza izmjena oštećenog ili istrošenog dijela i brzo osposobljavanje za pogon.

Dalje prednosti hidroforskih postrojenja s vtiše pumpa su slijedeće:

1. manji tlačni kotao, jer se dimenzionira samo s obzirom na srednju dobavu jedne pumpe;
2. pri ispadanju jedne pumpe iz pogona hidroforsko postrojenje i dalje radi premda ne s punim kapacitetom;
3. pri pojedinačnom uklapanju manjih pumpnih agregata u električnoj mreži dolazi do udara samo uslijed uklapanja jednog manjeg elektromotora.

5.22 Karakteristike tlačnog kotla

Jednu od bitnih karakteristika tlačnog kotla predočuje korisni sadržaj vode. To je ona količina vode koja stoji na raspolaganju za dobavu u potrošju između isklapanja i ponovnog uklapanja pumpe. Korisni sadržaj vode ovisi o količini zraka koja se nalazi u kotlu na početku ulaženja vode (kod uklopnog pritiska) te o odnosu uklopnog i isklopnog pritiska.

Sposobnost je akumulacije kotla kod iste razlike uklopnog i isklopnog pritiska veća kod nižih pritisaka nego kod viših. Na primjer za razliku pritiska od 1,5 *bara* kotao koji radi između pritisaka 3,0 i 4,5 *bara* imat će veću akumulacionu sposobnost od kotla koji radi između pritisaka 5,0 i 6,5 *bara*.

Razlika između uklopnog i isklopnog pritiska ne smije biti prevelika da ne dođe do kolebanja pritiska u mreži, a to je poželjno i s obzirom na karakteriska pumpe. Najpovoljnija razlika pritiska mora se uvijek odrediti oslanjajući se na karakteristiku pume, da bi pumpa po mogućnosti radila u području svog najboljeg stupnja djelovanja. Općenito treba razliku pritiska birati između 1,0 i 2,0 *bara;* manje vrijednosti kod nižih, veće kod viših radnih pritisaka.

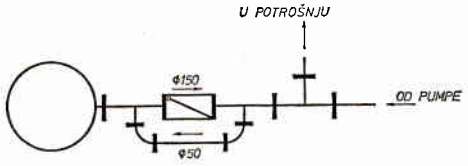
Automatsko uklapanje i isklapanje pumpe nastupa samo pri manjoj potrošnji, i to kod one koja leži između nule i dobave pumpe prema *Q—H* krivulji kod isklopnog pritiska. Kod veće potrošnje pumpa radi stalno, trajanje uklopnog razdoblja teoretski postaje beskonačno, a broj uklapanja jednak nuli. Ako potrošnja uopće prestane (npr. noću), pumpno postrojenje ne radi, pa je trajanje uklopnog razdoblja isto tako beskonačno i broj uklapanja jednak nuli. Prema tome pri potrošnji između nule i potrošnje koja odgovara dobavi pumpe pri isklopnom pritisku trajanje uklopnog razdoblja je najmanje, a broj uklapanja najveći.

Dozvoljeni broj uklapanja iznosi:

— za velike pumpne stanice, npr. za gradske vodovode 6 do 8 na sat
— za srednje pumpne stanice, npr. za naselja i industriju 6 do 12 na sat
— za male pumpne stanice, npr. za kućne vodovode i vodoopskrbu seoskih imanja 15 do 20 na sat

Kod malih pumpnih stanica dozvoljen je razmjerno velik broj uklapanja, jer obično dnevni rad pumpe iznosi najviše pola do jednog sata, pa je već time ukupni dnevni broj uklapanja neznatan.

Treba naglasiti da pretpostavljeni broj uklapanja — mjerodavan za određivanje veličine kotla — nastupa samo kod određene potrošnje, i to kod one kod koje trajanje jednog uklapnog razdoblja iznosi minimum. Kod svih drugih potrošnji trajanje uklopnog razdoblja bit će veće, a broj uklapanja manji.



Sl. 175 Primjer instalacije za prigušeno punjenje tlačnog kotla

Ako se bezuvjetno želi imati vrlo malu veličinu kotla i osim toga postići mali broj uklapanja, onda treba u dovodni vod do kotla ugraditi povratnu zaklopku i izvesti mimovod malog promjera. Pri radu pumpe povratna zaklopka zatvara spojni vod, pa se ulaženje vode u kotao vrši prigušeno samo kroz mimovod manjeg promjera. Pražnjenje kotla vrši se nesmetano kroz puni presjek spojnog voda (sl. 175). Tim se postiže da se uslijed jakog prigušenja vrijeme punjenja kotla znatno produži, dok je vrijeme pražnjenja normalno, ali razumije se ono koje odgovara primjenjenom malom kotlu.

S ekonomskog gledišta ovdje nastaju nešto veći troškovi električne energije za dobavljenu vodu, jer pumpa uslijed prigušenog ulaženja vode u kotao mora dulje vrijeme raditi s većim pritiscima. Kod većih postrojenja to je sigurno jedan od bitnih nedostataka.

Kod manjih postrojenja, npr. kućnih vodovoda to nema neko naročito značenje i može se kompenzirati manjim investicionim troškovima i manjom potrebom prostora. Ovaj se način smanjenja broja uklapanja može koristiti i u slučaju ako je kotao bio premalo dimenzioniran ili kod pregradnje uređaja s pumpom manje dobave na uređaj s pumpom veće dobave.

5.23 Izvedba tlačnog kotla

Tlačni se kotlovi za hidroforska postrojenja izvode od čeličnog lima. Za veličine do 3 m^3 ukupnog volumena i radne pritiske 4 i 6 *bara* kotlovi su standardizirani (DIN 4810), dok se za veće radne pritiske i veće volumene rade prema narudžbi. Da se izbjegnu velike dimenzije kotlova, — a s tim i veće debljine stijenke kotla, ne preporuča se s volumenom kotla ići preko 5 m^3. U slučaju potrebe za većim volumenom mogu se ugraditi dva ili više manjih kotlova.

Svaki hidroforski tlačni kotao treba imati slijedeću opremu:

— ulazni otvor za reviziju unutrašnjosti,
— manometar s oznakom maksimalnog pritiska,
— na vrhu kotla priključak za dopunjavanje zraka koji istovremeno služi i za ispust zraka pri izvođenju tlačnog pokusa,
— na dnu kotla ispust za vodu sa zasunom ili ventilom. Ovaj ispust treba biti dovoljno velik za brzo pražnjenje kotla,
— priključak za dovod i odvod vode koji može biti izveden i kao jedan zajednički priključak,
— zasun na izlazu iz kotla,
— tlačnu sklopku ili kontaktni manometar,
— sigurnosni ventil, ako prigrađena pumpa može razviti veći maksimalni pritisak od nazivnog radnog pritiska kotla.

Vodokazno staklo nije neophodno potreban element tlačnog kotla, jer je za kontrolu vodostaja potpuno dovoljno praćenje brzine pražnjenja kotla između isklapanja i ponovnog uklapanja pumpe kao i praćenje učestalosti uklapanja pumpe i trajanja njenog rada. Ako u kotlu nema dovoljno zraka, pritisak zraka u kotlu očitan manometrom opada vrlo brzo od isklopnog na uklopni pritisak, a pumpa se stalno uklapa u vrlo kratkim vremenskim razmacima.

Tlačni kotao mora biti s unutrašnje strane potpuno zaštićen protiv korozionog djelovanja vode. Svi priključci na kotlu trebaju biti montirani prije izvođenja zaštite i nikakvo bušenje ili varenje na kotlu ne smije se vršiti poslije izvedenog zaštitnog premaza.

Unutarnja zaštita mora biti izvedena propisno uz prethodno skidanje svake rđe, troske i masnoće. Ovu je osnovnu pripremu površine lima najbolje izvršiti odgovarajućim neškodljivim kemijskim sredstvima kao npr. premazivanjem »Antoxydom 33«. Nakon izvršenog čišćenja nanosi se zaštitni sloj prikladnih uljanih boja. Poslije ličenja kotao treba dobro odzračiti da se odstrane i zadnji tragovi otapala, koji bi mogli prouzročiti neugodan okus vode.

Vanjska je površina kotla izložena koroziji za vrijeme ljetnih vrućina zbog kondenziranja vlage na hladnijim površinama. Zaštita se vanjskih površina može vršiti na isti način kao i kod unutarnjih površina.

Ako je potrebna naročita zaštita protiv zagrijavanja ili zamrzavanja vode, treba izvesti i toplinsku izolaciju.

5.24 Punjenje tlačnog kotla zrakom

Najbolje iskorišćenje tlačnog kotla, iskorišćenje njegove najveće akumulacione sposobnosti između uklopnog i isklopnog pritiska, a time i najmanji broj uklopa postiže se ako je kotao ispravno napunjen zrakom i ako je korisni sadržaj kotla napunjen zrakom kod uklopnog pritiska. Kotao koji sadrži premalo zraka — s obzirom na broj uklapanja — u svom je radu jednak odgovarajuće manjem kotlu.

Zbog toga kod svakog hidroforskog postrojenja treba obratiti pažnju na sigurno dopunjavanje zraka. Napominje se da kotao nije dovoljno puniti samo jednom, pri stavljaju u pogon, nego zrak treba povremeno dopunjavati, jer ga voda apsorbira i odnosi sa sobom. Sposobnost apsorpcije vode ovisi o temperaturi, o pritisku i stupnju zasićenosti vode zrakom prije njenog ulaska u kotao. Treba znati da neke vode apsorbiraju više zraka, druge manje.

Ispravno punjenje kotla zrakom kod prvog stavljanja u pogon vrši se kako slijedi. Voda se pumpom dobavlja u kotao sve dok ne dođe iznad priključka (potreban vodostaj kod ukupnog pritiska). Tada se pomoću uređaja za dobavu zraka u kotao tlači zrak sve dok manometar ne pokaže uklopni pritisak. Kotao je tada ispravno napunjen zrakom i uređaj spreman za pogon.

Najjednostavnije punjenje kotla zrakom postiže se zračnom pumpom na ručni ili nožni pogon. Ovo se koristi samo kod malih kotlova do cca 2 m^3 ukupnog volumena.

Veći se kotlovi mogu puniti pomoću boce s komprimiranim zrakom, koje su osim toga u industriji često potrebne i za druge svrhe.

Veliki kotlovi zahtijevaju već znatno veću količinu zraka. Za njihovo punjenje obično se koriste kompresori s elektromotornim pogonom. Kompresori se mogu i automatski stavljati u pogon pomoću pripadnih regulacionih organa zavisno o nivou vode u kotlu.

Kod manjih i srednjih hidroforskih postrojenja već se je uspjelo postići potpuno automatsko punjenje zraka. Time se je nadzor nad postrojenjem pojednostavio i isključile se sve smetnje uslijed nedovoljnog punjenja i time vezan povećan broj uklapanja. Posebnim je konstruktivnim rješenjem omogućeno da se kod svakog uklapanja u kotao dovede jedna mala količina zraka, tako da je on nakon određenog broja uklapanja potpuno i ispravno napunjen. Uređaj je za punjenje tako izveden da kod napunjenog kotla prestanje punjenje zrakom ili se suvišan zrak ispusti iz kotla da ne ulazi u mrežu.

5.25 Ispitivanje i pregledi tlačnog kotla

Hidroforski su tlačni kotlovi u smislu Zakona o zaštiti na radu (»Narodne novine« br. 54/1974) svrstani u oruđa za rad s povećanim opasnostima pa se moraju ispitivati:

— prije stavljanja u upotrebu (prvi pregled),
— najmanje jedanput svake dvije godine njihove upotrebe (redovni pregled),
— poslije rekonstrukcije a prije ponovnog početka korištenja (izvanredni pregled).

Kod svakog tlačnog kotla treba u određenim rokovima provesti

— ispitivanje hladnim vodenim pritiskom,
— unutarnji pregled,
— vanjski pregled.

Preglede odnosno ispitivanja provodi Inspektorat parnih kotlova, a mogu se podijeliti na

— prvi pregled,
— redovni pregled,
— izvanredni pregled.

Prvi se pregled obavlja prije stavljanja hidroforskog postrojenja u pogon. Inspektorat parnih kotlova izdaje odobrenje za stavljanje tlačnog kotla u pogon, ako su ispitivanje hladnim vodenim pritiskom te unutarnji i vanjski pregled dali pozitivne rezultate.

Redovni pregled obuhvaća ispitivanje hladnim vodenim pritiskom, unutarnji pregled i vanjski pregled u uodređenim vremenskim razmacima.

Izvanredni se pregled obavlja ako je na kotlu izvršen kakav popravak zavarivanjem ili ako su na površinama stijenke kotla primijećena raslojavanja, pukotine, risevi i sl. U ovim slučajevima Inspektorat parnih kotlova može zahtijevati i ispitivanje materijala kotla.

Prije ispitivanja hladnim vodenim pritiskom ili prije unutarnjeg pregleda tlačni kotao treba biti isključen iz pogona. Vodu treba ispustiti i unutarnje površine stijenke kotla treba dobro očistiti od kamenca, nečistoća i rđe. Pri ispitivanju hladnim vodenim pritiskom sve prirubnice i revizioni otvor trebaju biti dobro zabrtvljeni.

Pri ispitivanju kotla hladnim vodenim pritiskom ispitni pritisak mora biti 1,3 puta veći od radnog natpritiska, ali najmanje 1 bar veći od radnog natpritiska. Ako unutrašnjost kotla nije dovoljno pregledna, ispitni pritisak treba biti 1,5 puta veći od radnog natpritiska, ali opet najmanje 1 bar veći od njega.

Pritisak vode pri ispitivanju hladnim vodenim pritiskom mjeri se službenim manometrom inspektorata parnih kotlova. Pritisak se mora održavati kroz 5 minuta. Nakon tog se isti snižava do najvećeg dozvoljenog radnog pritiska. Ovaj se pritisak održava kroz cijelo vrijeme pregleda.

Ispitivanje se smatra uspjelim

— ako se na kotlu nisu pojavile pukotine,

— ako se ne pojavljuju vidljive deformacije koje ostaju i nakon završenog ispitivanja,

— ako nije primijećeno curenje. Ispitivanje se smatra neuspjelim, ako je na varovima primijećeno i najmanje suzenje.

Ako ispitivanje nije uspjelo, a utvrđeni nedostaci nisu se mogli odmah ukloniti, inspektorat parnih kotlova određuje rok za njihovo otklanjanje i vršenje ponovnog ispitivanja. U slučaju potrebe ponovnog varenja nekog spoja, varenje smije vršiti samo kvalificirani varilac koji ima atest za odnosnu vrstu radova.

Unutarnji se pregled smatra uspjelim, ako se na unutarnjim stijenkama kotla ne primijećuju

— raslojavanja, risevi i pukotine,

— horizontalna oštećenja koja bi ugrožavala sigurnost,

— deformacije,

— neispravnost varova odnosno oštećenja zakovica.

6. OSNOVNA OPREMA PUMPNE STANICE

6.1 CJEVOVODI

6.11 Općenito

Cjevovodi unutar pumpne stanice trebaju biti tako raspoređeni da su pristupačni prilikom pregleda i remonta te tako priključeni na pumpu da budu osigurana mogućnost montaže i demontaže pumpe.

Cjevovodi unutar pumpne stanice mogu biti položeni:

— u kanalima od opeke ili betona prekriveni rebrastim limom,

— pod podom pumpne stanice u posebnom podrumskom prostoru,

— na podu pumpne stanice,

— iznad pumpnog agregata (u iznimnim slučajevima).

Polaganje se cijevi ispod poda pumpne stanice neposredno u teren ne dozvoljava.

Polaganje cijevi u kanale može se izvoditi za promjere cijevi do 500 mm. U iznimnim slučajevima, kod malog broja agregata (najviše 2 — 3) i kod male dužine cjevovoda u kanale mogu biti položeni cjevovodi i promjera većeg od 500 mm. Potrebne se dimenzije kanala mogu obratiti iz tablice 12.

Dimenzije kanala za polaganje cijevi

Tablica 12

Promjer cijevi [mm]	Dubina kanala [mm]	Širina kanala [mm]	
		bez armatura	s armaturama
50—200	600	400	800
250—400	800	400—600	1000
450—600	100	800	1200

Polaganje se cijevi u kanale ne može naročito preporučiti, jer su kanali mjesta na kojima se sakuplja prljavština koja se teško iz njih čisti. Osim toga je montaža cjevovoda otežana, a pokrovni rebrasti lim ubrzo zarđa.

Najbolje je polagati cjevovode u posebno izvedenim podrumskim prostorijama. Tamo se mogu polagati i cijevi promjera preko 500 mm, ali onda visina te prostorije treba biti najmanje 1,8 m.

Cjevovodi se mogu polagati i na pod pumpne stanice, ali u tom će slučaju najčešće doći do raznih lokva po podu uslijed kondenziranja vlage na cijevima ili uslijed propuštanja spojeva.

Cjevovodi, kao i pumpni agregati, armature i sva ostala oprema u vodoopskrbnim pumpnim stanicama trebaju pružati prijatan izgled i u potpunosti se uklapati u smisao sanitarnog objekta. Cjevovode treba obojiti svijetlim pastelnim bojama. Pri tom je najbolje primjenjivati specijalne zaštitne boje i lakove s dodatkom plastičnih masa. Primjenom ovakvih premaza na površini cijevi dolazi do stvaranja trajno otpornog plastičnog sloja. Vijek je trajanja premaza znatno dulji, a održavanje je reda i čistoće mnogo jednostavnije.

Kod većih pumpnih stanica izvode se i klima uređaji da bi se u svim dijelovima pumpne stanice održavala konstantna temperatura i vlaga zraka. Prema inozemnim iskustvima ovakva se investicija amortizira već samim smanjenjem troškova održavanja cjevovoda (cijevi se ne rose, ne dolazi do rđanja).

6.12 Usisni cjevovodi

Često se naglašava važnost stupnja djelovanja pumpe i pogonskog motora, ali se ne posvećuje dovoljno pažnje utjecaju cjevovoda i armatura na ukupni stupanj djelovanja pumpnog postrojenja. Nepravilno izvedena instalacija neće direktno utjecati na stupanj djelovanja same pumpe, premda će biti uzrok većem utrošku energije uslijed većeg otpora trenja u cijevima.

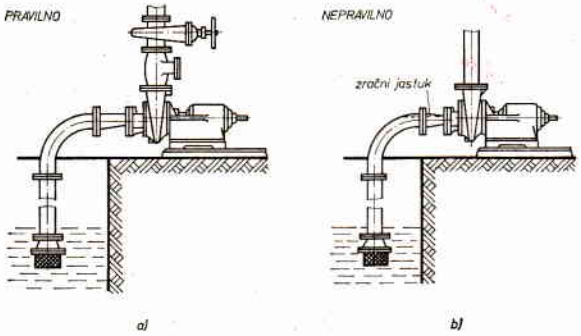
Ako usisni cjevovod nije pravilno izveden, može prouzročiti smanjenje stupnja djelovanja pumpe uslijed hidrauličkih gubitaka i vrtloga na usisnom priključku ili uslijed zraka u usisnom cjevovodu. Nepravilna instalacija može prouzročiti i povećan pritisak na pumpu, oštetiti ležaje i stvoriti druge neugodnosti u pogonu.

Usisni cjevovod predočuje jedan od najodgovornijih dijelova opreme pumpne stanice. Kod nedovoljno brtvljenja cjevovoda narušava se normalan rad pumpe. Radi smanjenja gubitka pritiska usisni cjevovod treba biti što je moguće kraći, s najmanjim brojem fazonskih komada (koljena, lukova, prijelaznih komada itd), te izbjegavanjem armatura.

Sl. 176 Položaj usisnog cjevovoda
a) pravilno; b) nepravilno

Usisni cjevovod treba se kontinuirano dizati prema pumpi (s nagibom najmanje 5 ‰), da bi se zrak, koji se u usisnom cjevovodu izdvaja iz vode, mogao zajedno s vodom slobodno gibati k pumpi (sl. 176 a). U protivnom slučaju na povišenim mjestima usisnog cjevovoda dolazi do stvaranja zračnog jastuka (sl. 176 b), pa to može dovesti do prekida dobave pumpe.

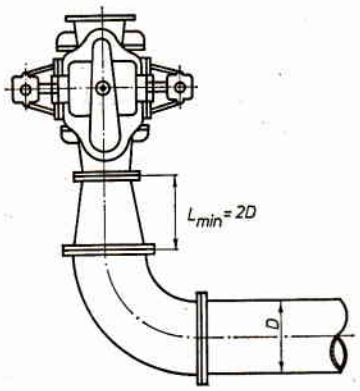
Nikada ne treba uzeti usisni cjevovod manjeg promjera od usisnog priključka pumpe, a povoljnije je uzeti i veći promjer. Pri prijelazu s jednog promjera na drugi, na horizontalnim dijelovima cjevovoda treba primjenjivati samo ekscentrične prijelazne komade i to tako da horizontalno položena strana bude gore. Primjena ekscentričnih prelaznih komada naročito je važna pri spajanju usisnog cjevovoda na usisni priključak pumpe (sl. 177 a). Time se izbjegavaju zračni jastuci, koji se pojavljuju kod koncentričnih prijelaznih komada (sl. 177 b).



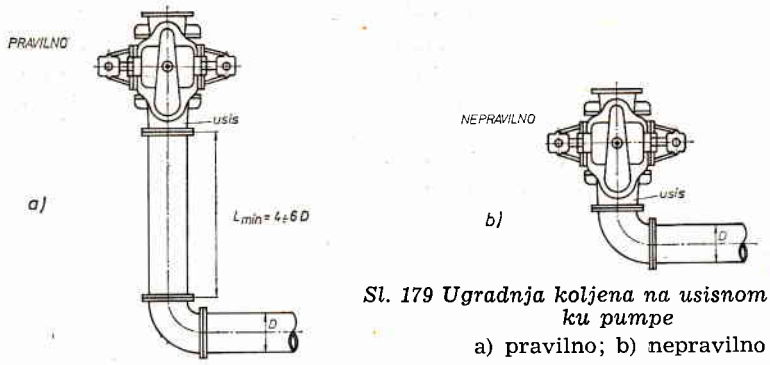
Sl. 177 Priključak usisnog cjevovoda na pumpu
a) s ekscentričnim prelaznim kamadom; b) s koncentričnim prelaznim komadom

Svrsishodno dimenzionirani prijelazni komadi i na usisnoj i na tlačnoj strani osigurat će jednolik protok i uštedu energije. Zbog toga se preporuča da dužina prelaznog komada bude najmanje jednaka dvostrukom promjeru cijevi (sl. 178).

Ako je koljeno usisnog cjevovoda u horizontalnoj ravnini, ne treba ga direktno spajati s usisnim priključkom pumpe. Između koljena i usisnog priključka treba staviti komad ravne cijevi dužine namjanje 4—6 D. Koljeno koje je u horizontalnoj ravnini direktno spojeno s usisnim priključkom nastoji proizvesti nejednoliko aksijalni pritisak i hidrauličke gubitke koji nastaju uslijed toga što više tekućine dolazi na jednu stranu rotora nego na drugu (sl. 179).



Sl. 178 Potrebna dužina prelaznog komada



Sl. 179 Ugradnja koljena na usisnom priključku pumpe
a) pravilno; b) nepravilno

Kao što je poznato iz poglavlja **1.2** na veličinu otpora u najvećoj mjeri utječe brzina strujanja tekućine u cjevovodu. Da bi se otpori održali u razumnim granicama uz istovremeno ne prevelike promjere cjevovoda, kod usisnih cjevovoda promjera do 250 mm brzine strujanja ne trebaju biti veće od 1,0 — 1,2 *m/s*, a kod većih promjera mogu se kretati između 1,2 — 1,6 *m/s*. U iznimnim slučajevima kod kratkih cjevovoda i male geodetske usisne visine brzine strujanja mogu se uzeti i 6,6 — 2,0 *m/s*.

6.13 Tlačni cjevovodi

Tlačne cjevovode treba tako položiti i povezati s pojedinim pumpama, da bi se dobili hidraulički najpovoljniji uvjeti za rad. Pri tom treba paziti da se broj koljena i ostalih fazonskih komada svede na minimum, da bi pad pritiska bio što manji. Ovi se uvqeti najbolje mogu ostvariti ako se tlačni cjevovodi pojedinih pumpi ne odvode okomito nego pod kutom od 30° ili 45° u postepeno proširivani zajednički tlačni cjevovod. Ovakvom izvedbom na minimum se smanjuju gubici uslijed promjene pravca strujanja kao i udarni gubici na mjestu spajanja tlačnog cjevovoda pojedine pumpe sa zajedničkim tlačnim cjevovodom.

U slučaju razlike u promjeru između tlačnog priključka pumpe i tlačnog cjevovoda, prelazni komad treba postaviti neposredno iza tlačnog priključka pumpe. To je naročito interesantno, ako se tlačni cjevovod u pumpnoj stanici odabire manjeg promjera od tlačnog priključka pumpe.

Tlačne cjevovode promjera do 250 mm unutar pumpne stanice treba računati na brzine strujanja 1,5 — 2,0 *m/s*, a kod većih promjera na brzine 2,0 — 2,5 *m/s*. Ove se prilično velike brzine u tlačnom cjevovodu uzimaju da se smanje dimenzije potrebnih armatura a time i njihova težina i cijena koštanja, a istovremeno se smanjuje i potreba prostora u pumpnoj stanici.

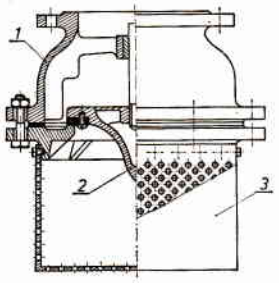
Povratnu zaklopku i zasun treba na tlačni cjevovod montirati do tlačnog priključka pumpe. Povratnu zaklopku treba u pravilu postaviti između pumpe i zasuna, a eventualni prijelazni komad između povratne zaklopke i pumpe.

6.2 ARMATURE

6.21 Usisne košare

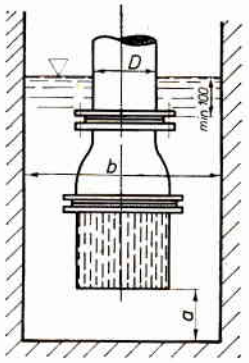
U centrifugalnih i klipnih pumpa na kraj usisnog cjevovoda postavlja se usisna košara. Ona ima zadatak da spriječi ulaženje krupnijih nečistoća, otpadaka i ostalih neželjenih predmeta u usisni cjevovod.

Pri pokretanju centrifugalne pumpe potrebno je usisni cjevovod napuniti tekućinom. Zbog toga je na kraju usisnog cjevovoda potrebno postaviti odgovarajući zaporni organ, a za tu svrhu je najprikladnija usisna košara s ugrađenom povratnom zaklopkom. Ova zaklopka otvara se samo prema unutra, tj. samo onda kada je pritisak u usisnom cjevovodu manji od vanjskog pritiska tekućine — a to je za vrijeme rada pumpe. Pri prestanku rada pumpe zaklopka se zatvara uslijed vlastite težine i pritiska mase stupca tekućine u usisnom cjevovodu.



Sl. 180 Usisna košara s povratnim ventilom

1 — kućište; 2 — ventil; 3 — perforirani plašt



Sl. 181 Ugradnja usisne košare

Na sl. 180. prikazan je presjek usisne košare s povratnom zaklopkom. U kućištu (1) nalazi se slobodna zaklopka (2), koja se podiže pri strujanju vode u smjeru prema pumpi, tj. struja vode je drži u otvorenom — lebdećem — položaju. Na donji dio kućišta učvršćen je perforirani plašt (3).

Kućište se usisne košare izvodi najčešće od lijevanog željeza, dok se perforirani plašt izvodi od pocinčanog, nerđajućeg ili asfaltiranog lima. Dosjedne se plohe između zaklopke i donjeg dijela kućišta izvode od lijevanog željeza, mjedi ili gume.

U usisnu košaru voda mora strujati sa svih strana. Da bi se osigurali povoljni hidraulički uvjeti i spriječilo uzvitlavanje nataloženih nečistoća s dna bunara, usisnu košaru je potrebno postaviti na odgovarajućoj udaljenosti od stijenke i dna bunara. Minimalne udaljenosti za postavljanje usisne košare dane su u tablici 13 a objašnjenje na sl. 181.

Potrebne minimalne udaljenosti za ugradnju usisne košare

Tablica 13

D [*mm*]	50	80	100	125	150	200	250	300	350	400
a [*mm*]	300	300	300	300	300	300	300	400	400	400
b [*mm*]	250	350	400	500	550	700	800	900	1000	1100

Usisna košara treba biti toliko uronjena u vodu da i kod najnižeg vodostaja u bunaru i kod najvećeg protoka vode iznad prirubnice usisne košare bude sloj vode od najmanje 0,3 m. U protivnom slučaju pri radu pumpe može doći do vrtloženja na površini vode, pa će nastali virovi uvlačiti i znatnu količinu zraka u usisni cjevovod i pumpu — što dovodi do smetnji u radu pumpe.

Za vrijeme rada pumpe na plašt usisne košare priljubi se trava, lišće, kora i sl. Nakon zaustavljanja pumpe obično sve te nakupljene tvari otpadnu s usisne košare te se na taj način košara djelomično očisti. Usprkos tome u pogonu se usisne košare moraju čistiti poslije kraćih ili dužih pogonskih razdoblja, već prema vrsti vode i sadržaju nečistoća. Usisnu košaru treba izvaditi, pregledati i detaljno očistiti. Kod većih promjera usisnog cjevovoda ili ako je vađenje usisne košare otežano uslijed drugih razloga, npr. konstruktivne izvedbe pumpnog agregata, često se puta za čišćenje koristi mehanički uređaj sa četkom koja rotira oko usisne košare. Pogon ovog mehaničkog uređaja za čišćenje vrši se iz pumpne stanice.

Tokom vremena zaklopka u usisnoj košari počinje propuštati vodu u povratnom smjeru. To može biti uzrokovano oštećenjem dosjednih površina ili uslijed pijeska i ostalih nečistoća koje su prošle kroz otvore na plaštu usisne košare i nataložile se na dosjednim površinama. Kada zaklopka više ne osigurava dovoljno brtvljenje za vrijeme stajanja pumpe u usisnom se cjevovodu sakuplja zrak. U tom se slučaju pumpa ne smije pustiti u pogon tako dugo dok se iz usisnog cjevovoda ne odstrani zrak i cjevovod ne ispuni vodom.

Usisne košare s povratnom zaklopkom koriste se samo kod malih i srednjih pumpa i to približno do 400 mm promjera usisnog cjevovoda.

Velike su usisne košare s povratnim zaklopkama skupe, teške i zauzimaju mnogo mjesta. Osim toga pri zatvaranju zaklopke stvaraju jak mehanički udar. On se preko usisnog cjevovoda prenosi i na pumpu, što je vrlo nepovoljno. Zbog toga se kod većih pumpa zalijevanje vrći vakumpumpama ili ejektorima.

6.22 Zasuni

Zasun je cijevni zatvarač u kojeg funkciju zatvaranja odnosno otvaranja vrši zaporno tijelo smješteno okomito na os cjevovoda.

Zasuni se dijele prema raznim kriterijima na više vrsta i to s obzirom na:

— oblik kućišta,
— konstrukciju zapronog tijela,
— kretanje vretena pri otvaranju zasuna,
— način priključivanja na cjevovod.

S obzirom na oblik kućišta u pogledu odozgo, zasuni se dijele na:

— plosnate zasune čije kućište ima približno pravokutni oblik. Koriste se za niske pritiske;
— ovalne zasune čije kućište ima ovalan oblik. U vodoopskrbi se najčešće primijenjuju;
— okrugle zasune čije kućište ima kružni oblik. U vodoopskrbi se rijetko primijenjuju.

S obzirom na konstrukciju zapornog tijela zasuni se dijele na:

— klinaste zasune u kojih zaporno tijelo ima oblik klina;
— pločaste zasune u kojih se zaporno tijelo sastoji od više dijelova čiji se međusobni položaj može mijenjati;
— zasune specijalne konstrukcije u kojih je zapravo tijelo izvedeno s elastičnim brtvljenjem.

S obzirom na kretanje vretena pri otvaranju i zatvaranju zasuna, zasuni se dijele na:

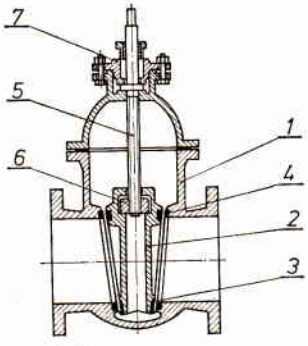
— zasune s aksijalno nepomičnim vretenom. U njih se vreteno pri otvaranju i zatvaranju samo okreće oko svoje osi, ali ostaje nepomično u aksijalnom smjeru;

— zasune s aksijalno pomičnim vretenom. U njih se vreteno pri otvaranju i zatvaranju okreće oko svoje osi uz istovremeno pomicanje u aksijalnom smjeru.

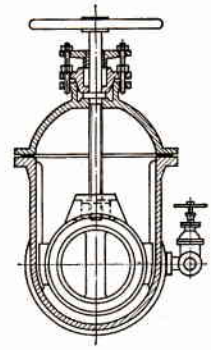
S obzirom na način priključivanja na cjevovod zasuni se dijele na

— zasune s prirubnicama,
— zasune s navojnim priključcima,
— zasune za zavarivanje.

Na pumpnim se stanicama isključivo koriste zasuni s prirubnicama, a od toga najčešće klinasti zasuni s aksijalno nepomičnim vretenom. Presjek je ovakvog zasuna prikazan na sl. 182. Zasun se sastoji od dvodjelnog kućišta (1), koje je međusobno spojeno prirubnicama i vijcima. Zaporno je tijelo izvedeno od lijevanog željeznog klina (2), koji se brončanim prstenima (3) čvrsto priljubljuje uz brončane prstene sjedišta (4). Podizanje i spuštanje klina (2) vrši se vretenom s narezom (5); vreteno se uvije u maticu (6) te podiže ili spušta klin. Vreteno prolazi kroz dvostruku brtvenicu (7) obično ispunjenu lanenom ili pamučnom brtvom te završava četvrtkom za ručno kolo odnosno za uređaj za posluživanje.



Sl. 182 Presjek klinastog zasuna s aksijalno nepomičnim vretenom
1 — kućište; 2 — klin; 3 — prsten klina; 4 — prsten sjedišta; 5 — vreteno; 6 — matica; 7 — brtvenica



Sl. 183 Zasun s mimovodom

Kod zasuna s aksijalno nepomičnim vretenom narez vretena ne izlazi iz kućišta zasuna, te je na taj način zaštićen od onečišćenja. Međutim, kod ovih zasuna položaj vretena ne pokazuje da li je zasun otvoren ili zatvoren, pa oni u pravilu trebaju biti opskrbljeni pokazivačem položaja zapornog tijela koji omogućuje da se sa sigurnošću utvrdi da li je zasun otvoren ili zatvoren.

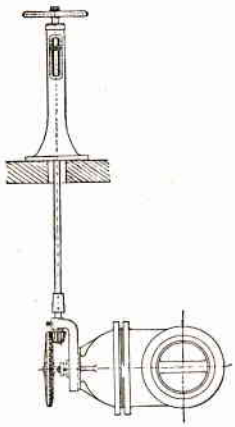
Kod većih promjera, naročito u slučajevima većih pritisaka, zasun se izvodi s mimovodom u koji je ugrađen mimovodni zasun (sl. 183). Kod zatvorenog je osnovnog zasuna moguće otvaranjem mimovodnog zasuna postići izjednačenje pritiska s obje strane osnovnog zasuna — a time i njegovo laganije otvaranje.

Zasuni se izrađuju u raznim kombinacijama materijala kućišta i unutarnjih dijelova zasuna ovisno o nazivnom pritisku, temperaturi i vrsti tekućine. Kućište se izvodi od lijevanog željeza, čeličnog lijeva, čelika ili bronce. Unutarnji dijelovi mogu biti od lijevanog željeza, čelika, nerđajućeg čelika, mjedi, bronce ili crvenog lijeva.

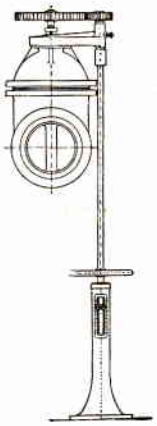
Vreteno, prsteni i sjedišta kod zasuna za pitku vodu izvode se od mjedi ili bronce. Ti materijali ne rđaju u vodi, ali u zajednici s lijevanim željezom može doći do galvanske korozije. Produkti korozije ispunjavaju se na dosjednim plohama te potpuno ili djelomično ispunjavaju potreban zazor. Pri čestim manipulacijama zasunom ovi oksidi otpadaju s dosjednih ploha, ali ako zasun

ostaje dugo vremena zatvoren njegovo je otvaranje vrlo teško. Ako se zasun nije koristio nekoliko godina, praktički ga nije moguće otvoriti. Zbog toga je potrebno da se svaki zasun najmanje tri puta godišnje nekoliko puta uzastopno otvori i zatvori.

Upravljanje zasunima većih promjera vrši se ručno ili posredstvom zupčastog ili pužnog prijenosa, hidraulički ili elektromotornim pogonom. Pri ručnom upravljanju zasunom na njegovu četvrtku stavlja se ručno kolo neposredno ili se vreteno produžuje produžnom motkom, pa se ručno kolo stavlja na njen kraj. U ovom drugom slučaju na pod se pumpne stanice postavlja lijevano željezni stalak koji zaštićuje motku. Izvedba upravljanja ovisi o funkcionalnim potrebama i prostornim mogućnostima u pumpnoj stanici, a nekoliko je primjera izvedbe ručnog upravljanja zasuna većih promjera prikazano na sl. 184 — 190.

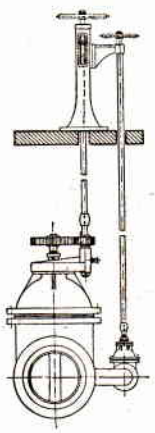


Sl. 184 Ugradnja zasuna u ležećem položaju s prijenosom putem koničnih zupčanika



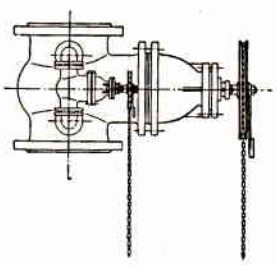
Sl. 185 Ugradnja zasuna u vertikalnom položaju s prijenosom putem čelnih zupčanika

Na sl. 184. prikazana je ugradnja zasuna u ležećem položaju. Pri tom se prijenos vrši koničnim zupčanicima, a produžna je motka uvedena u pumpnu stanicu. Stalak je izveden s pokazivačem položaja. Na sl. 185. prikazana je



Sl. 186 Zasun s mimovodom ugrađen ispod poda pumpne stanice

Sl. 187 Upravljanje zasunom putem konzolnog držača ručnog kola



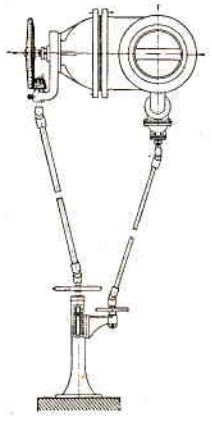
Sl. 188 Upravljanje visoko položenog ležećeg zasuna putem lanaca

ugradnja zasuna u vertikalnom položaju. Kod toga se prijenos vrši čelnim zupčanicima a produžna je motka izvedena prema dolje.

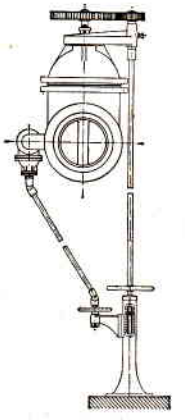
Na sl. 186. prikazana je ugradnja zasuna s mimovodom u vertikalnom položaju. Zasun je smješten u prostoriji ispod poda pumpne stanice, a upravljanje zasunom vrši se iz strojarnice. Stalak je izveden s konzolnim držačem motke mimovodnog zasuna.

Na sl. 187. prikazan je slučaj upravljanja zasunom primjenom konzolnog držača ručnog kola. Ručno je kolo smješteno vertikalno, pa se prijenos gibanja na produžnu motku vrši pomoću para koničnih zupčanika. Ručno se kolo može postaviti i horizontalno, direktno na produžnu motku. U takvom je slučaju najpovoljnija udaljenost ručnog kola od poda oko 80 cm, tj. tako da se okretanje kola može vršiti djelovanjem odozgo.

Kod visoko položenih zasuna u ležećem položaju upravljanje se može vršiti i lancima (sl. 188). Na vretena osnovnog i mimovodnog zasuna postavljaju se tada odgovarajući lančanici.



Sl. 189 Upravljanje visoko položenog zasuna s mimovodom putem produžnih motki s kardanskim zglobovima



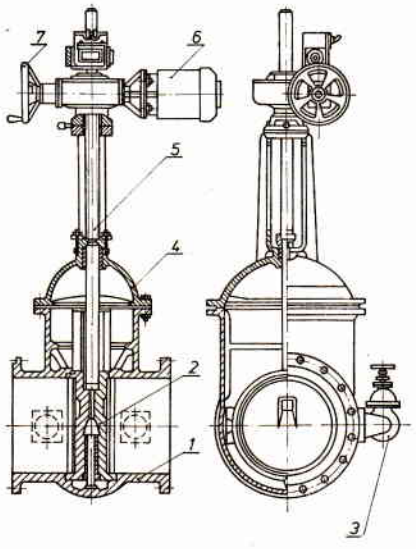
Sl. 190 Upravljanje vertikalno ugrađenog zasuna s mimovodom putem produžnih motki s kardanskim zglobovima

Na sl. 189. prikazana je ugradnja zasuna s mimovodom u ležećem položaju u kojeg se prijenos vrši koničnim zupčanicima. Veza osnovnog i mimovodnog zasuna s ručnim kolima na stalku vrši se produžnim motkama primjenom kardanskih zglobova. Na sl. 190. prikazana je ugradnja zasuna s mimovodom u vertikalnom položaju. Ovdje se prijenos vrši čelnim zupčanicima, a veza osnovnog i mimovodnog zasuna s ručnim kolima na stalku i u ovom se slučaju vrši produžnim motkama primjenom kardanskih zglobova. Primjenom kardanskih zglobova produžne se motke mogu koso postavljati do 30^0.

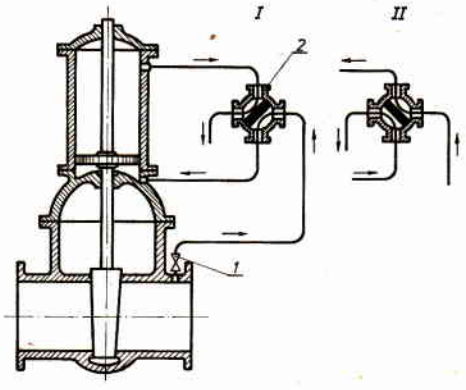
Zasuni većeg promjera od 500 mm u pravilu se izvode s hidrauličkim upravljanjem ili s elektromotornim pogonom. Zasuni su s elektromotornim pogonom (sl. 191) naročito prikladni za daljinsko i automatsko upravljanje. Oni zauzimaju manje prostora, ali nisu tako sigurni u pogonu kao zasuni s hidrauličkim upravljanjem naročito kod viših pritisaka. Već prema pogonskim uvjetima i veličini zasuna elektromotor se priključuje direktno na zasun ili preko prijenosa. Prijenos se izvodi čelnim ili koničnim zupčanicima odnosno kao pužni prijenos.

Zasuni s hidrauličkim upravljanjem koriste se u slučajevima kada nema mogućnosti osiguranja dovoda električne energije iz dva nezavisna izvora. Hidrauličko upravljanje zasuna vrši se vodom ili uljem, a u izvjesnim pogonskim uvjetima koristi se i pneumatsko upravljanje komprimiranim zrakom.

Pri zasunu s hidrauličkim upravljanjem na njegovo kućište dograđen je cilindar u kojem se nalazi klip svojom klipnjačom vezan s klinom zasuna. Prostor u cilindru s gornje i donje strane klipa povezan je preko razvodnog ventila s upravljačkom tekućinom, npr. s tlačnim cjevovodom (sl. 192). Otvaranjem ventila (1) ulazi voda pod pritiskom u hidraulički sistem upravljanja zasuna. Kada je razvodni ventil (2) u položaju I voda će pod pritiskom ulaziti s donje strane cilindra, djelovati na klip i podizati klip zasuna. Kada je razvodni ventil u položaju II voda pod pritiskom će ulaziti s gornje strane cilindra i potiskivati klip prema dolje, pa će doći do spuštanja klina zasuna.



Sl. 191 Zasun s elektromotornim pogonom



Sl. 192 Zasun s hidrauličkim upravljanjem

1 — ventil za upravljanje; 2 — razvodni ventil

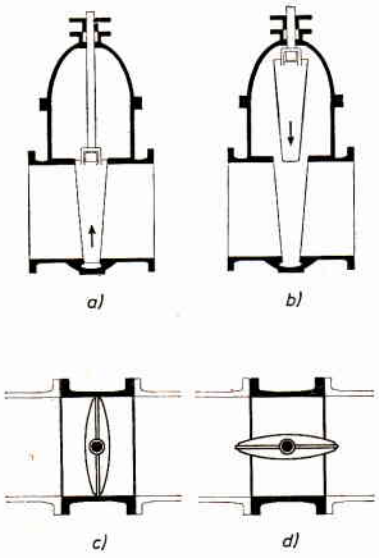
Zasuni s hidrauličkim upravljanjem u pravilu se ne koriste kao regulacioni organi, nego samo za potpuno zatvaranje odnosno otvaranje tlačnog cjevovoda.

6.23 Prigušne zaklopke

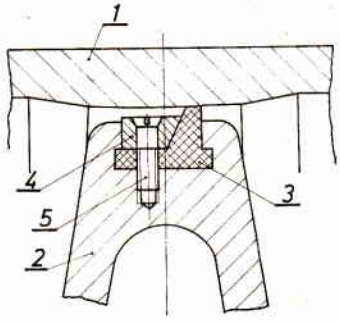
Sva veća potrošnja vode dovela je u vodoopskrbnim postrojenjima do povećanja brzine strujanja vode, do porasta pogonskog pritiska i do potrebe za znatno većim promjerima cjevovoda. Premda se zasuni još i danas vrlo uspješno koriste kao podesni zaporni organi, ipak kod većih promjera cjevovoda i viših pogonskih pritisaka — uza sva konstruktivna poboljšanja — zasuni ne mogu u potpunosti udovoljiti pogonskim zahtjevima. Zbog toga razvijen je novi tip armature — pridušna zaklopka — koja se zbog svojih znatnih prednosti sve više koristi i kao zaporni organ u pumpnim stanicama.

Prigušena je zaklopka ili leptirasti zatvarač vrlo jednostavan zaporni organ. Okrugla ploča — leptirica — okreće se oko osovine koja prolazi kroz simetralu ploče. Jedan je kraj osovine uložen u zatvoreni ležaj u cilindričnom kućištu zatvarača, a drugi kraj osovine izlazi kroz brtvenicu napolje. Na taj je način postavljeno ručno kolo ili zupčanik reduktora kojim se vrši otvaranje i zatvaranje zaklopke.

Na sl. 193. izvršen je usporedni prikaz principa rada zasuna i prigušne zaklopke. Osnovna je razlika u pravcu kretanja zapornog tijela. Kod zasuna se zaporno tijelo — klin — giba okomito na simetralu cjevovoda. Na sl. 193 a shematski je prikazan presjek kroz zasun u zatvorenom položaju, a na sl. 193 b u otvorenom položaju. Kao što se vidi iz sl. 193 b kod otvorenog zasuna klin je potpuno izvučen iz protočnog presjeka.



Sl. 193 Usporedni prikaz načina rada zasuna i prigušne zaklopke



Sl. 194 Detalj prigušne zaklopke

1 — kućište; 2 — tijelo leptirice; 3 — elastični brtveni prsten; 4 — pritezni komad; 5 — vijak

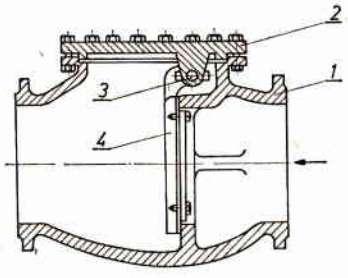
Kod prigušene se zaklopke zaporno tijelo — leptirica — okreće oko svoje osovine, koja je smještena u ravnini simetrale cjevovoda. U zatvorenom položaju leptirica stoji okomito na simetralu cjevovoda (sl. 193 c) kao i kod zasuna, a u otvorenom je položaju leptirica položena paralelno sa smjerom strujanja tekućine (sl. 193 d). Leptirica je uravnotežena djelovanjem jednakog pritiska vode s jedne i druge strane njene osovine, pa je uslijed toga potrebna i mala sila za upravljanje zaklopkom. Uz jednostavnost konstrukcije i male dimenzije to predočuje i osnovnu prednost prigušne zaklopke u odnosu na zasun. Nedostatak je obične prigušne zaklopke propuštanje manjih količina vode kod potpuno zatvorenog položaja zaklopke. Međutim, u mnogim slučajevima to se dozvoljava naročito onda ako prigušna zaklopka služi samo za regulaciju protoka, a potpuno se brtvljenje tlačnog cjevovoda osigurava povratnom zaklopkom.

Potpuno je brtvljenje prigušne zaklopke moguće ostvariti umetanjem odgovarajućeg gumenog brtvenog prstena u obod leptirice odnosno kućišta. Danas u praksi postoje već mnoga uspjela konstruktivna rješenja prigušnih zaklopki s potpunim brtvljenjem te takve zaklopke mogu potpuno zamijeniti bilo kakav zasun. Detalj je jedne takve konstrukcije prikazan na sl. 194. Elastični je brtveni prsten (3) izveden po obliku sličnom slovu T. On je umetnut u utor izveden po obodu tijela leptirice (2) i preko priteznog komada (4) učvršćen vijkom (5) za tijelo leptirice.

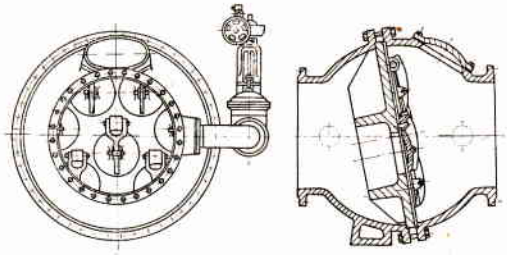
6.24 Povratne zaklopke

Povratne zaklopke ugrađuju se u tlačni cjevovod neposredno iza pumpe i imaju zadatak da pri obustavi protoka zatvore cjevovod i spriječe povratno strujanje tekućine; hod ponovne se uspostave protoka automatski otvaraju.

Povratna zaklopka (sl. 195) sastoji se od kućišta (1) zatvorenog poklopcem (2), koji je vijcima pritegnut za kućište. O osovinu (3) ovješena je zaklopka (4), koja je zatvorena kada pumpa ne radi — djelovanjem vlasite težine i većeg pritiska sa strane tlačnog cjevovoda. Pri radu pumpe veći pritisak sa strane pumpe potisne zaklopku i drži je u otvorenom položaju. Sa suprotne strane kućišta ili na samoj zaklopci obično se izvodi i graničnik koji spriječava udar zaklopke u gornju stranu kućišta.



Sl. 195 Povratna zaklopka
1 — kućište; 2 — poklopac; 3 — osovina; 4 — zaklopka



Sl. 196 Grupna povratna zaklopka

Povratne zaklopke promjera većeg od 250 mm izvode se s mimovodom sa zasunom, da bi se omgućilo pražnjenje tlačnog cjevovoda. Osim toga izvedba s mimovodom spriječava ili barem ublažuje hidraulički udar koji može nastupiti pri naglom zatvaranju povratne zaklopke.

U povratnih zaklopki promjera većeg od 500 mm koristi se tzv. grupna povratna zaklopka. Sama se zaklopka izvodi iz ploče na kojoj se nalazi niz otvora s poklopcima — zaklopkom (sl. 196). Premda se veće zaklopke izvode s mimovodom, kod ovako velikih promjera to više nije dgovoljno za sprečavanje hidrauličkog udara. Upravo zbog toga razvijena je grupna povratna zaklopka u koje se zatvaraju pojedini zaklopke ne vrši istovremeno.

Povratne zaklopke izvode se i s polugom i protuutegom učvršćenim na kraj osovine koja u tu svrhu na jednoj strani izlazi iz kućišta. Protuuteg ima zadatak da podržava zaklopku u otvorenom položaju te na taj način smanjuje gubitke pritiska pri prolazu tekućine kroz povratnu zaklopku. Kod povratnih zaklopki katkada se ugrađuje i poluga s utegom s potpuno suprotnim zadatkom da osigura potpuno i čvrsto zatvaranje.

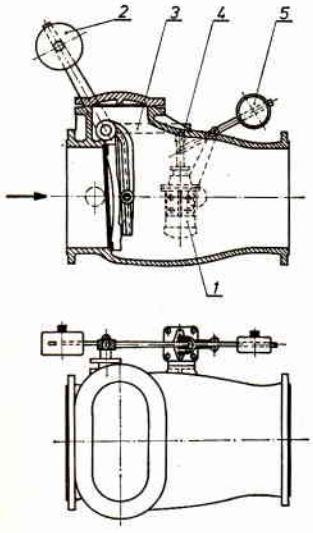
Osim poluge s protuutegom veće povratne zaklopke često se izvode i s hidrauličnom kočnicom. Njome se regulira vrijeme zatvaranja zaklopke.

Na sl. 197. prikazana je kombinirana povratna zaklopka s hidrauličnom kočnicom i s protuutegom. Protuuteg (2) ima zadatak da podržava zaklopku u otvorenom položaju, dok se hidrauličnom kočnicom (1) regulira vrijeme zatvaranja zaklopke.

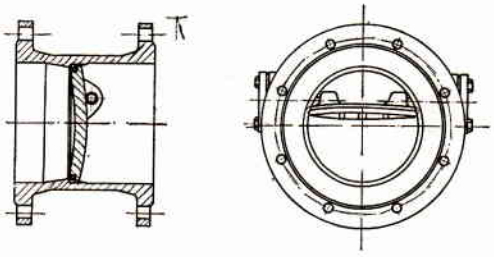
Osim poluge s protuutegom (2) na osovinu ove zaklopke uklinjena je i poluga (3) koja svojim slobodnim krajem naliježe na glavu (4) vretena klipa hidraulične kočnice (1). Klip hidraulične kočnice ima jedan uski provrt bez ven-

tila i drugi široki — s ventilom koji se otvara samo pri gibanju klipa prema gore. Pri gibanju klipa prema dolje ulje prolazi s donje strane klipa na gornju kroz uski provrt, Uslijed toga se klip može spuštati samo polako. Zajedno s klipom spušta se i njegovo vreteno i poluga (3), pa se tako i zaklopka zatvara polako.

Poluga s utegom (5) služi za podizanje klipa u njegov početni gornji položaj, što se radi nakon otvaranja zaklopke. To se može brzo obaviti zahvaljujući onom većem provrtu u klipu. Potiskivanjem poluge utegom (5) prema dolje klip se u cilindru hidraulične kočnice podiže prema gore, ventil se u klipu otvara i ulje kroz veći provrt može slobodno proći iz gornjeg u donji dio cilindra.



Sl. 197 Kombinirana povratna zaklopka s hidrauličnom kočnicom i protuutegom
1 — hidraulična kočnica; 2 — protuuteg; 3 — poluga; 4 — glava vretena klipa; 5 — poluga s utegom



Sl. 198 Povratna leptirasta zaklopka

Pri primjeni za vodu kućišta, zaklopka i poklopac izvode se iz lijevanog željeza, a poluga zaklopke od čeličnog lijeva; dosjedne plohe kućišta i zaklopke izvode se od mjedi, a često se puta na dosjednu plohu zaklopke postavlja i gumena brtva.

Premda se povratne zaklopke prvenstveno ugrađuju neposredno iza pumpe, u slučaju ukopanih ili podzemnih pumpnih stanica potrebno ih je ugraditi i na izlazu tlačnog cjevovoda iz pumpne stanice. U slučaju eventualnog loma nekog elementa tlačnog cjevovoda u pumpnoj stanici ovako ugrađena zaklopka spriječit će potapanje pumpne stanice.

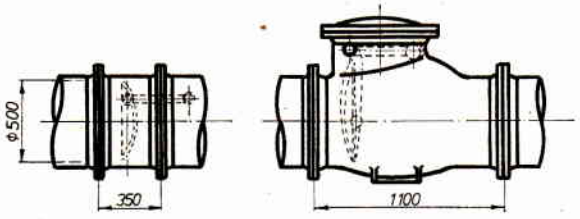
U posljednje je vrijeme razvijen novi i suvremeniji tip povratne zaklopke — povratne leptiraste zaklopke (sl. 198). Ona se sastoji od cilindričnog kućišta u kojem se nalazi ekscentrično postavljena leptirica. Leptirica je preko svojih poluosovina vezana s kućištem. Pri tom su poluosovine uložene u ležaje s vanjske strane kućišta. Ovisno o protočnoj količini tekućine leptirica se može zakretati za kut od oko 85°.

Poluosovine su smještene na gornjoj polovini leptirice i to tako da je okretište leptirice u težištu gornje polovine plohe leptirice. Uslijed ekscentričnog položaja svog okretišta leptirica ima tendenciju zatvaranja, jer se njeno težište nalazi ispod okretišta. Za vrijeme rada pumpe struja tekućine drži leptiricu u otvorenom položaju. Pri prekidu rada pumpe leptirica se zatvara, ali uslijed

razlike momenta koji na nju djeluje, zatvaranje se vrši meko, bez udaraca. Uslijed toga je i vijek trajanja povratne leptiraste zaklopke znatno duži nego kod klasičnih povratnih zaklopki — a miran rad leptirice povoljno utječe i na rad ostalih elemenata pumpnog postrojenja.

Po obodu leptirice i na dosjednoj plohi kućišta izvedeni su konični brtveni prstenovi. Time se postiže sigurno brtvljenje, a istovremeno i polagano odvajanje dodirnih ploha u trenutku otvaranja leptirice.

Ovisno o pogonskim i ugradbenim uvjetima povratne leptiraste zaklopke izvode se i s dodatnim uređajima za usporavanje zatvaranja. Oni mogu biti izvedeni kao poluge s utegom ili kao hidraulične kočnice. Ovi elementi prigrađuju se na jednu od poluosovina s vanjske strane kućišta.



Sl. 199 Primjer uštede prostora pri ugradnji povratne leptiraste zaklopke u odnosu na normalnu povratnu zaklopku istog promjera

Već prema namjeni kućišta i leptirice izvode se od lijevanog željeza, čeličnog lijeva, bronce ili nerđajućeg čelika. Kod lijevano željeznih zaklopki brtveni se prsteni normalno izvode od mjedi, a kod agresivnih tekućina od bronce. Poluosovine se izvode od nerđajućeg čelika, a ležaji od crvenog lijeva, mjedi, bronce, lijevanog željeza ili od nerđajućeg čelika.

Povratne leptiraste zaklopke imaju slijedeće prednosti u odnosu na povratne zaklopke uobičajene izvedbe:

— manji pad pritiska,
— manju težinu,
— manju ugradbenu dužinu i visinu,
— nema klatarenja zaklopke u struji tekućine,
— meko zatvaranje,
— dulji vijek trajanja.

Na sl. 199. prikazan je primjer ugradnje povratne leptiraste zaklopke i normalne povratne zaklopke promjera 500 mm iz kojeg se jasno može uočiti daleko manja potreba prostora kod primjene povratne leptiraste zaklopke.

7. POMOĆNA OPREMA PUMPNE STANICE

7.1 MJERENJE

7.11 Mjerenje pritiska

Pritisak p je omjer sile F i površine A na koju ta sila okomito djeluje.

$$p = \frac{F}{A}$$

U Međunarodnom sustavu jedinica za jedinicu sile primijenjuje se newton [N], a za jedinicu površine kvadratni metar (m^2), pa je prema tome osnovna jedinica za mjerenje pritiska

$$p\ [N/m^2]$$

Ova je jedinica dobila naziv *Pa* (paskal) pa vrijedi:

$$Pa = N/m^2$$

S obzirom na to da je *Pa* vrlo mali pritisak, u praktičnoj se primjeni najčešće koristi 10^5 puta veća jedinica koja se zove bar.

$$10^5\ N/m^2 = 10^5\ Pa = bar$$

U prijelaznom razdoblju do potpune primjene Međunarodnog sustava jedinice koriste se i jedinice pritiska Tehničkog sustava jedinica i to:

tehnička atmosfera = atmosfera = *1 kp/cm²*, a označuje se **at;**
normalna atmosfera = fizikalna atmofera = *1,032 kp/cm²*, a označuje se **atm.**

U tehničkoj praksi, a naročito u hidraulici, za izražavanje pritiska koriste se i stupčane jedinice, tj. pritisak se izražava visinom stupca neke tekućine. Pri tom se najviše koriste qedinice *milimetar stupca žive* [*mm Hg ili torr*] i *metar stupca vode* (*m s. v.*).

Između pojedinih jedinica za mjerenje pritiska postoje ovi odnosi:

1 Pa = 1 N/m² = 0,00001 bar
= O,0000102 at
= 0,00000987 atm
= 0,0075 mm Hg
= 0,000102 m s. v.

1 at = 98070 Pa = 98070 N/m²
= 0,981 bar
= 0,968 atm
= 735,6 mm Hg
= 10 m s. v.

1 bar = 10^5 Pa = 10^6 N/m² = 10(
)00 N/m²
= 1,02 at
= 0,987 atm
= 750,1 mm Hg
= 10,2 m s. v.

1 atm = 101300 Pa = 101300 N/m
= 1,013 bar
= 1,032 at
= 760 mm Hg
= 10,32 m s. v.

1 mm Hg = 133,3 Pa = 133,3 N/m²
= 0,00133 bar
= 0,00136 at
= 0,00132 atm
= 0,0136 m s. v.

1 m s. v. = 9807 Pa = 9807 N/m²
= 0,0981 bar
= 0,1 at
= 0,0968 atm
= 73,56 mm Hg

U tekućina i plinova razlikujemo nekoliko vrsti pritisaka. Pritisak okoline naziva se atmosferski pritisak. Višak pritiska iznad atmosferskog naziva se pretlak (nadpritisak). Zboj se atmosferskog pritiska i pretlaka naziva apsolutni pritisak.

Ako je apsolutni pritisak manji od atmosferskog, imamo potlak ili vakuum. Brojčana vrijednost potlaka uvijek pokazuje koliko je apsolutni pritisak manji od atmosferskog.

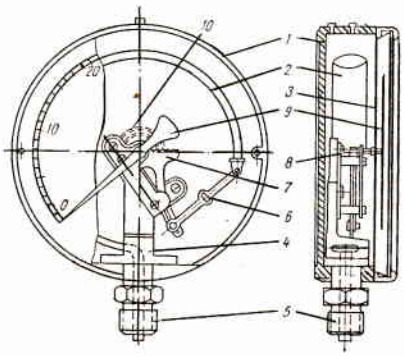
Mjerenje se atmosferskog pritiska vrši barometrom.

Instrumenti za mjerenje pretlaka zovu se manometri, a instrumenti za mjerenje potlaka zovu se vakuummetri. Kombinirani se instrumenti za mjerenje i pretlaka i potlaka zovu manovakuumetri.

S obzirom na princip djelovanja instrumenti se za mjerenje pritiska dijele na tekućinske, opružne i klipne.

U vodoopskrbnoj se praksi za mjerenje pritiska gotovo isključivo koriste opružni instrumenti. Međutim, i tekućinski instrumenti nalaze široku primjenu, ali za mjerenje razlike pritiska (diferencijalni manometri) s obzirom na to da se mjerenje razlike pritiska prvenstveno koristi pri mjerenju protoka. Ovi su instrumenti objašnjeni u poglavlju 7.12.

Klipni su instrumenti najtočniji instrumenti za mjerenje pritiska. Oni se upotrebljavaju samo u ispitnim stanicama za kontrolu i baždarenje opružnih instrumenata.



Sl. 200 Manometar s cijevnom oprugom
1 — kućište; 2 — elastična metalna cijev; 3 — skala; 4 — nosač; 5 — priključak za spojni vod; 6 — poluga; 7 — ozubljeni segment; 8 — zupčanik; 9 — kazaljka; 10 — opruga

Opružni su manometri konstruktivno jednostavni, sigurni u pogonu i prikladni za mjerenje pritiska u širokim granicama. Oni se izvode kao pokazni instrumenti, a i s ugrađenim elementima za dalijnski prijenos i registriranje očitanja te signaliziranje određenih pogonskih vrijednosti.

Opružni manometri rade na principu rastezanja elastičnog elementa (šuplje cijevi ili membrane) kojim se dovodi tekućina ili plin pod pritiskom. Pomoću zupčanika, ozubljenih segmenata i poluga rastezanje se elastičnog elementa prenosi na kazaljku.

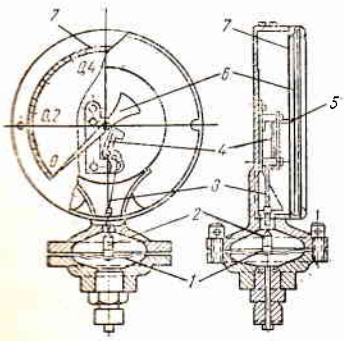
Manometar je sa cijevnom oprugom prikazan na sl. 200. U kućištu (1) nalazi se mehanizam manometra. Njegov osnovni element predočuje šuplja elastična metalna cijev (2), koji je jednim svojim krajem zalemljena na nosač (4). Preko priključka (5) manometar se priključuje na spojni vod kojim se dovodi pritisak tekućine ili plina koji treba mjeriti. Djelovanjem većeg ili manjeg pritiska na unutarnje površine metalne cijevi njen slobodni se kraj više ili manje rasteže i daje odgovarajući pomak polugi (6). Ovaj se pomak dalje prenosi na ozubljeni segment (7), koji zakreće zupčanik (8). Za zupčanik (8) pričvršćena je kazaljka (9) pa se njenim pomakom može na skali očitati pritisak. Elastična spiralna opruga (10) spriječava prazan hod zupčanika.

Elastičnost cijevne opruge ovisi o debljini stijenke cijevi, o obliku njenog poprečnog presjeka i o elastičnosti materijala od kojeg je izvedena. Za pritiske od 200 bara opruge se izvode od mjedi, a za veće pritiske od čelika.

Elastičnost se cijevne opruge odabire prema maksimalnom pritisku za koji je predviđen manometar. Pomak slobodnog kraja opruge pri određenom pritisku bit će to veći što je veća elastičnost opruge. Da bi se spriječilo da se opruga ne deformira kod dužeg rada, pomak slobodnog kraja opruge ne treba iznositi više od 5 — 6 mm odnosno njen pomak je vrlo ograničen. S obzirom na to da se kazaljka manometra na svom hodu od nule do gornje mjerne granice mora zakrenuti za kut 270 — 300°, vidljiva je potreba prijenosnog mehanizma. Točno

se reguliranje prijenosnog mehanizma za određeno mjerno područje vrši promjenom dužine poluge i veličine ozubljenog segmenta.

Manometar s membranom prikazan je na sl. 201. Djelovanjem pritiska elastična valovita membrana (1) dobiva izvjestan pogib, koji se preko svornjaka (2) i poluge (3) prenosi na ozubljeni segment (4). Ovisno o veličini pritiska segment (4) zakreće zupčanik (5) za koji je učvršćena kazaljka (6) pa se na skali (7) očitava veličina pritiska.



Sl. 201 Manometar s elastičnom membranom
1 — membrana; 2 — svornjak; 3 — poluga; 4 — ozubljeni segment; 5 — zvučnik; 6 — kazaljka; 7 — skala

Sl. 202 Kontrolni manometar

Prema točnosti mjerenja manometri se dijele na klase. Klasa je točnosti manometra broj koji označuje apsolutnu vrijednost maksimalno dozvoljene greške u upotrebi izražene u postocima gornje granice opsega mjerenja.

Za manometre su predviđene klase točnosti 0,6 — 1 — 1,6 — 2,5 — 4. Maksimalno dozvoljene greške u odnosu na klasu točnosti dane su u tablici 14.

Maksimalno dozvoljene greške pokazivanja manometara (%)

Tablica 14

Klasa točnosti	Manometri u upotrebi	Novi i popravljeni manometri
0,6	±0,6	±0,5
1	±1,0	±0,8
1,6	±1,6	±1,3
2,5	±2,5	±2,0
4	±4,0	±3,0

U normalnoj upotrebi manometri ne trebaju raditi iznad radnih područja koja su jednaka

— za ⅔ gornje granice mjerenja, ako je pritisak stalan:
— za ¾ gornje granice mjerenja, ako je pritisak promjenljiv.

Provjeravanje točnosti pokazivanja manometara na mjestu ugradnje u radnim uvjetima vrši se kontrolnim manometrima. Karakteristika je kontrolnog manometra njegov dvojni mjerni mehanizam. U zajedničkom kućištu ugrađena su dva međusobno nezavisna manometra sa dvije skale i dvije kazaljke (sl. 202). Obje opruge su zalemljene na zajednički nosač kroz koji prolazi zajednički priključak za spojnu cijev. Složenost je ovog kontrolnog manometra uvje-

tovana potrebom potpune sigurnosti u rezultate njegovog očitanja. Ako obje kazaljke pokazuju isti pritisak, kontrolni manometar je ispravan. Bilo kakva razlika u očitanju ukazuje na njegovu neispravnost.

Za opružne vakuummetre vrijedi sve što je rečeno i za opružne manometre, jer i jedni i drugi rade na potpuno istom principu. Njihov se mehanizam razlikuje samo u tome što se djelovanjem potlaka opruga ne rasteže nego skuplja — jer je vanjski pritisak veći od pritiska unutar cijevne opruge.

Manovakuummetri imaju dvostranu skalu. Na lijevoj se strani skale očitava potlak, a na desnoj pretlak.

7.12 Mjerenje protoka

Mjerenje je protoka tekućine najraširenije i najvažnije tehnološko mjerenje u svim pumpnim stanicama. Pri tom mjerni instrumenti pokazuju

— trenutačnu protočnu količinu u bilo kom trenutku [m^3/s, m^3/h itd];

— količinu tekućine kao zbroj trenutačnih protoka unutar nekog vremenskog intervala [$1\ m^3$ itd].

Izvjesni instrumenti istovremeno pokazuju i registriraju oba podatka.

U vodoopskrbnim se pumpnim stanicama mjerenje protoka vode može vršiti na tri načina:

1) neposrednim mjerenjem. Pri tomu se u tlačni cjevovod ugrađuje mjerilo koje neposredno mjeri količinu vode koja prolazi kroz cjevovod. Neposredno se mjerenje vrši brzinskim vodomjerom;
2) posrednim mjerenjem pri čemu se mjerenje količine vode vrši posrednim putem — mjerenjem pada pritiska. Posredno se mjerenje vrši prigušnim vodomjerima. U tlačni cjevovod ugrađuje se prigušni element na koji se spaja protočno mjerilo;
3) mjerilima posebnih konstrukcija u kojih se mjerenje vrši primjenom elektromagnetske indikacije, ultrazvukom itd.

7.12.1 Brzinski vodomjeri

Princip djelovanja brzinskih vodomjera osniva se na mjerenju broja okretaja rotacionog elementa — rotora koji pokreće struju vode prolazeći kroz vodomjer. Brzina je okretanja rotora proporcionalna sa brzinom strujanja vode. Osvina je rotora vezana posredstvom prijenosnog mehanizma s brojilom koje broji okretaje rotora i time pokazuje količinu vode koja prolazi kroz vodomjer.

Trenutnu protočnu količinu brzinski vodomjeri neposredno ne pokazuju bez posebnih podatnih uređaja. Ovi su uređaji prilično složeni i za sada su našli primjenu samo uz brzinske vodomjere posebne industrijske namjene.

Brzinski se vodomjeri dijele na dvije osnovne grupe i to na:

— krilne vodomjere u kojih je rotor izveden kao krilo s lopaticama, a os je rotacije rotora okomita na pravac gibanja vode;

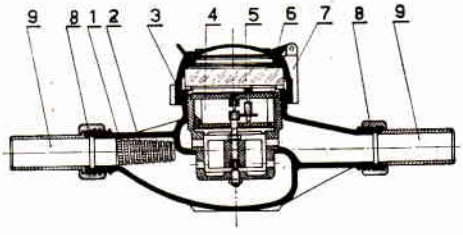
— turbinske vodomjere u kojih je rotor izveden kao propeler vijčanog oblika, a os je rotacije rotora pralalelna s pravcem gibanja vode.

Brzinski vodomjeri mogu biti izvedeni kao suhi i mokri vodomjeri, kao horizontalni i vertikalni te vodomjeri za toplu i hladnu vodu.

Mokri vodomjeri (sl. 203) imaju brojilo potopljeno u vodi. Brojčanik i svi elementi prijenosnog mehanizma nalaze se u kućištu vodomjera ispunjenog vodom čiji se protok mjeri. Brojčanik je mokrog vodomjera pokriven debelim

staklom, jer on mora izdržati pritisak vode u cjevovodu na kojem je ugrađen vodomjer.

Prednost je mokrih vodomjera u tom što oni imaju manje sastavnih dijelova. Svi dijelovi rade u jednakim uvjetima, a uslijed toga što nema brtvenice omogućena je veća osjetljivost ovih vodomjera.



Sl. 203 Vodomjer mokre izvedbe
1 — kućište; 2 — sito; 3 — rotor; 4 — brojilo; 5 — staklo; 6 — poklopac; 7 — zglob poklopca; 8 — holandska matica; 9 — priključna spojnica

Nedostatak je mokrih vodomjera u tom što taloženje čestica nečistoće iz vode pokriva brojčanik, pa s vremenom očitavanje postaje onemogućeno i vodomjer treba izorstiti i očistiti.

Ako voda sadrži veću količinu tvari koje se mogu nataložiti na brojčaniku, primjena i održavanje mokrih vodomjera postaje složena i skupa. U ostalim su slučajevima mokri vodomjeri sigurniji u radu od suhih vodomjera.

Suhi se vodomjeri mogu podijeliti u dvije osnovne grupe i to na
— suhe vodomjere s brtvljenom osovinom,
— suhe vodomjere s magnetnom spojkom.

Suhi vodomjeri sa brtvljenom osovinom imaju brojilo pregradnom stijenom odijeljene od vode. Prijenos okretanja rotora na brojilo prenosi se hermetički brtvljenom osovinom. Glavni nedostatak ove vrste suhih vodomjera predočuje upravo brtvenica koja izaziva dodatne mehaničke otpore. Osim toga u slučaju neispravnosti brtvenice voda dolazi u mehanizam brojila i kroz propuste u njegovom kućištu ističe napolje.

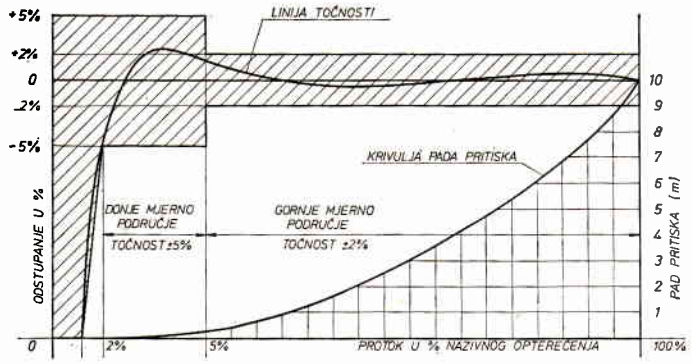
Suhi vodomjeri s magnetnom spojkom imaju brojilo pregradnom stijenom hermetički zatvoreno tako da ne postoji mogućnost prodiranja u brojilo vode koja protiče kroz vodomjer, kao ni prodiranje vanjske vode ili nečistoća iz okoline. Kod ove se vrste vodomjera prijenos okretanja rotora na brojilo vrši magnetnom spojkom.

Posebnu izvedbu suhih vodomjera predočuju vodomjeri s kompresijom zraka u kojih i prijenosni mehanizam i brojilo ostaju suhi i bez pregradne stijene i primjene brtvenice ili magnetne spojke. Kod ovih je vodomjera visina kućišta tako odabrana da se zrak — koji se nalazi u vodomjeru — komprimira uslijed pritiska vode te na taj način spriječava ulazak vode u mehanizam brojila. Međutim, i kod najmanjeg propuštanja na spoju stakla i kućišta vodomjera voda napuni cijelo kućište i vodomjer radi kao mokri.

S obzirom na dozvoljenu maksimalnu temperaturu vode vodomjeri se dijele na vodomjere za hladnu i vodomjere za toplu vodu. Kod vodomjera z hladnu vodu rotor se izrađuje od plastične mase. Ovi su vodomjeri prikladni za mjerenje protoka vode temperature do 40°C. Kod vodomjera za toplu vodu rotor se izrađuje od mjedi ili aluminija. Ovi se vodomjeri mogu primjenjivati za mjerenje potroška vode temperature do 90°C.

Na sl. 204. prikazan je dijagram mjernih područja brzinskih vodomjera. Kao što se iz dijagrama vidi, čitavo je mjerno područje omeđeno gornjom i donjom mjernom granicom, a podijeljeno je na dva dijela:

— gornje mjerno područje unutar kojeg se točnost mjerenja mora kretati u granicama ± 2% i
— donje mjerno područje unutar kojeg je točnost mjerenja ± 5%.



Sl. 204 Dijagram mjernih područja brzinskih vodomjera

S obzirom na prikazani dijagram i zahtjevanu trajnu točnost mjerenja kod brzinskih vodomjera mogu se postaviti slijedeće osnovne karakteristike:

— osjetljivost — količina vode kod koje vodomjer počinje pokazivati protok;
— optimalno opterećenje — najveći protok kod kojeg je osiguran dugotrajni neprekidni rad mehanizma vodomjera. Pad pritiska kod optimalnog opterećenja ne smije prelaziti 1 m s. v;
— nazivno opterećenje ili propusna moć — maksimalni protok vode dozvoljen samo kratkotrajno. Ukupno ne smije trajati više od 1 sat u toku 24 sata. Pad pritiska kod ovog opterećenja ne smije biti veći od 10 m s. v.;
— nazivno opterećenje vodomjera predočuje ujedno i gornju mjernu granicu;
— donja mjerna granica — minimalni protok vode kod kojeg je još zagarantirano dozvoljeno odstupanje mjerenja ± 5%. U području lijevo od donje mjerne granice ne garantira se točnost mjerenja;
— prelomna granica — granica između gornjeg i donjeg mjernog područja, a nalazi se pri opterećenju 5% nazivnog potrećenja vodomjera.

a) Krilni vodomjeri

Krilni vodomjeri mogu biti jednomlazni i višemlazni.

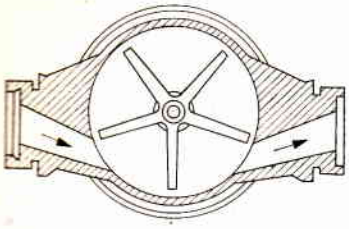
Kod jedomlaznih vodomjera voda se dovodi do rotora jednim mlazom koji tangencijalno udara u lopatice rotora (sl. 205).

Kod višemlaznih vodomjera voda se usmjeruje na lopatice rotora s nekoliko mlazova jednoliko raspoređenih po obodu rotora (sl. 206).

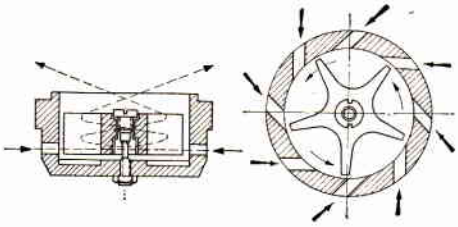
I jednomlazni i višemlazni vodomjeri imaju svojih prednosti i nedostataka.

Jednomlazni su vodomjeri konstruktivno jednostavniji, imaju manji broj sastavnih dijelova, manje gubaritne mjere i manju težinu. Manje su osjetljivi na

svojstva vode nego višemlazni. Nedostatak im je nejednoliki, jednostran pritisak na osovinu rotora i njene potporne ležaje, pa uslijed toga dolazi do bržeg trošenja navedenih dijelova.



Sl. 205 Prolaženje vode kroz jednomlazni vodomjer

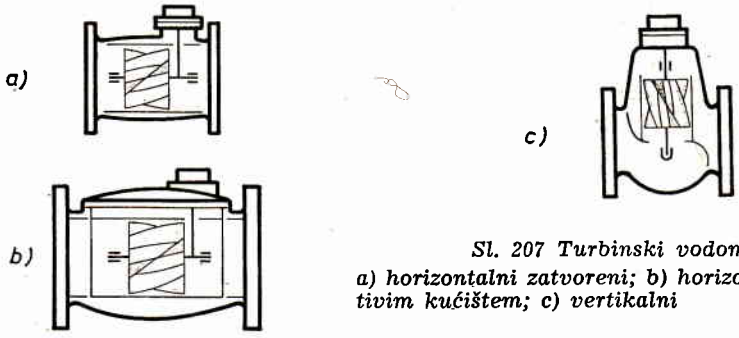


Sl. 206 Prolaženje vode kroz višemlazni vodomjer

Višemlazni vodomjeri nemaju značajniji nedostatak ali zdjelica s nevelikim otvorima dovodi do drugih poteškoća. Pri začepljenju jedne ili nekoliko rupa mijenja se raspored mlazova i njihovo djelovanje na rotor pa to dovodi do pogreške u mjerenju. S tim je u vezi regulacija višemlaznih vodomjera propuštanjem određene količine vode kroz rotor manje je pouzdana nego regulacija jednomlaznih vodomjera. Višemlazni vodomjeri osjetljiviji su na prljavu vodu od jednomlaznih.

b) Turbinski vodomjeri

Turbinski vodomjeri, vrlo često nazivani i Woltman vodomjeri, imaju rotor izveden u obliku propelera, a os je rotacije rotora paralelna s pravcem gibanja vcde.

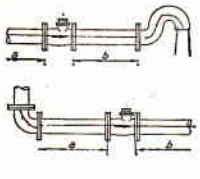


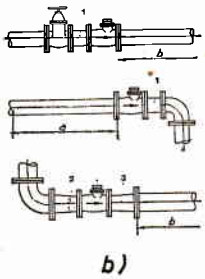
Sl. 207 Turbinski vodomjeri
a) horizontalni zatvoreni; b) horizontalni s izvrstivim kućištem; c) vertikalni

Turbinski vodomjeri koriste se za mjerenje srednjih i većih količina vode, imaju neznatan pad pritiska, a izvode se kao horizontalni i kao vertikalni.

Horizontalni turbinski vodomjeri imaju horizontalnu osovinu rotora i primijenjuju se u slučajevima mjerenja protoka kod kojih ne dolazi do znatnih oscilacija protočnih količina. Oni se za relativno manje promjere izvode kao zatvoreni (sl. 207 a), dok se kod većih promjera izvode s izvrstivim mehanizmom (sl. 207. b). Naime, montaža i demontaža velikih i teških vodomjera — radi popravaka ili baždarenja — skopčana je s velikim teškoćama pa ovakva izvedba omogućuje da se u slučaju potrebe skine poklopac vodomjera i izvadi mehanizam i to bez demontaže kućišta iz cjevovoda.

Točnost je mjerenja turbinskih vodomjera uvjetovana jednolikim dolaženjem struje vode na rotor, pa je u tu svrhu potrebno da se ispred vodomjera nalazi komad ravne cijevi minimalne dužine 8—10 D, a iza vodomjera komad ravne cijevi dužine 6 — 8 *D* (sl. 208 a). Ugradnjom se odgovarajućih usmjerivača strujanja ugradbene dužine svode na minimum (sl. 208 b).





Sl. 208 Ispravna ugradnja turbinskog vodomjera
a) neposredno u cjevovod; b) ugradnjom usmjerivača strujanja
1 — usmjerivač strujanja; 2 — prelazni komad s usmjerivačem strujanja; 3 — prelazni komad bez usmjerivača strujanja

Vertikalni turbinski vodomjeri imaju vertikalnu osovinu rotora (sl. 207. c) i izvode se za relativno manje promjere (do 150 mm). Oni se odlikuju znatnom osjetljivošću i visokom točnošću u širokom mjernom području. Zbog toga su vrlo pogodni za mjerenje protoka u kojih dolazi do znatnih oscilacija protočnih količina.

U vertikalnih turbinskih vodomjera dovoljno je ispred vodomjera ugraditi ravni komad cijevi dužine 3 D.

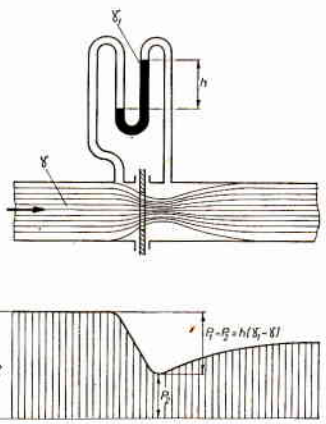
7.12.2 Prigušni vodomjeri

Ako se u cjevovod kroz koji protječe tekućina ugradi neki prigušni element, na mjestu suženja struje tekućine dio će se njene potencijalne energije pretvoriti u kinetičku energiju. Na mjestu suženja struje tekućine doći će do pada statičkog pritiska, a kod ponovnog širenja struje tekućine pritisak će ponovo rasti, ali neće doseći svoju početnu vrijednost. Jedan će dio pritiska ostati izgubljen uslijed svladavanja otpora prigušnog elementa i vrtloženja ispred i iza njega (sl. 209). Nastali pad pritiska kod prolaza kroz pridušni element — diferentni pritisak — koristi se za mjerenje brzine struje tekućine odnosno njene protočne količine. Pri tom općenito vrijedi slijedeći odnos

$$Q = k \cdot \sqrt{h} \tag{83}$$

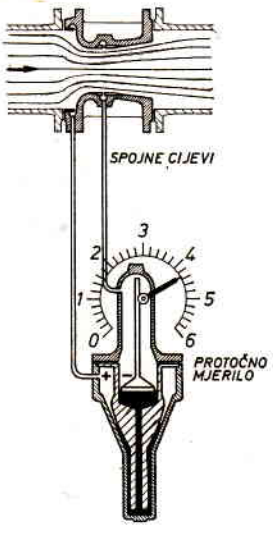
Ovdje je Q — protočna količina tekućine, h — diferentni pritisak, k — faktor ovisan o dimenzijama cjevovoda, vrsti i izvedbi prigušnog elementa, gustoći tekućine itd.

Mjerenje se protoka vrši prigušnim elementima i prijemnim uređajem za pokazivanje i simuliranje protočne količine — protočnim mjerilom koji su međusobno povezani spojnim vodovima. Protočno mjerilo može biti postavljeno i do 50 m udaljeno od prigušnog elementa,

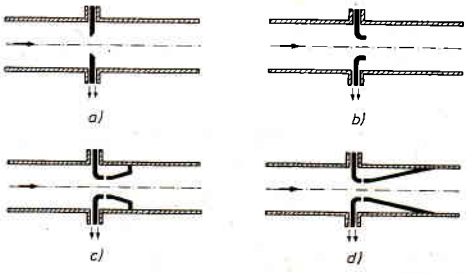


Sl. 209 Princip djelovanja prigušnog vodomjera

a za prijenos mjernih veličina na veće udaljenosti koriste se električni daljinski davači.



Sl. 210 Uređaj za mjerenje protoka na principu diferentnog pritiska



Sl. 211 Shematski prikaz osnovnih standardnih tipova prigušnih elemenata

a) mjerna prigušnica; b) mjerna sapnica; c) kratka venturi cijev; d) venturi cijev

Na sl. 210, shematski je prikazan uređaj za mjerenje protoka na principu diferentnog pritiska. Diferentni pritisak, ostvaren prigušnim elementom, prenosi se spojnim cijevima na peotočno mjerilo. Protočno mjerilo radi na principu diferencijalnog manometra s plovkom. Što je veći protok, bit će i veća razlika pritiska, a plovak će se više podizati i djelovati na zupčanik s kazaljkom, pa se na skali, baždarenoj u jedinicama protoka, može očitati trenutačna protočna količina.

Primjenom metode diferentnog pritiska mogu se mjeriti i najveće protočne količine kod svih pogonskih uvjeta. Ovaj način mjerenja protoka ima posebnu prednost, jer se u struji tekućine ne nalaze pokretni dijelovi koji podliježu trošenju i koji zahtijevaju održavanje.

a) Prigušni elementi

Na sl. 211. shematski su prikazani osnovni standardni tipovi prigušnih elemenata i to:

— mjerna prigušnica (sl. 211 a),
— mjerna sapnica (sl. 211 b),
— kratka venturi cijev (sl. 211 c),
— venturi cijev (sl. 211 d).

Karakterističnu veličinu svakog prigušnog elementa predstavlja odnos površina njegovog prolaznog otvora i presjeka cijevi. Ovaj se odnos označuje sa m i izražava u obliku

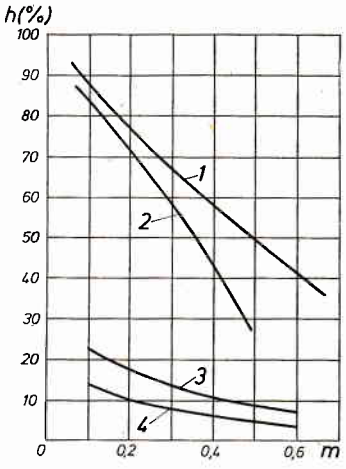
$$m = \left(\frac{d}{D}\right)^2 \tag{84}$$

Tu je d — promjer otvora prigušnog elementa, D — promjer cjevovoda na mjestu mjerenja.

O veličini m ovisit će i trajni pad pritiska u prigušnom elementu. Na sl. 212. prikazane su krivulje trajnog pada pritiska standardnih tipova prigušnih elemenata izražene u postocima diferentnog pritiska.

Mjerne prigušnice — Mjerne su prigušnice najjednostavniji prigušni elementi, koji su radi svoje male ugradbene dužine, jednostavne ugradnje, niske cijene i povoljnih tehničkih osobina našli široku primjenu u vodoopskrbnoj mjernoj tehnici.

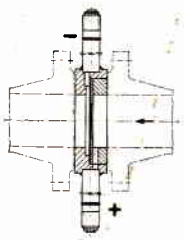
Mjerne se prigušnice ugrađuju između dvije cijevne prirubnice, a izvode se u tri osnovna oblika:



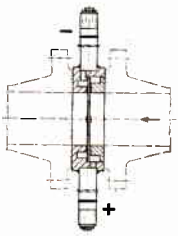
Sl. 212 Krivulja trajnog pada pritiska standardnih tipova prigušnih elemenata
1 — mjerna prigušnica; 2 — mjerna sapnica; 3 — kratka venturi cijev; 4 — venturi cijev

— s pojedinačnim izvodima,
— s obručnim komorama,
— zaslonima.

Kod mjerne prigušnice s pojedinačnim izvodima (sl. 213) oduzimanje diferentnog pritiska vrši se preko dva nastavka za priključenje spojnih vodova. Ove su mjerne prigušnice neprikladne u slučajevima kada pritisak nije jednoliko raspoređen po njihovom cijelom unutarnjem opsegu.



Sl. 213 Mjerna prigušnica s pojedinačnim izvodima



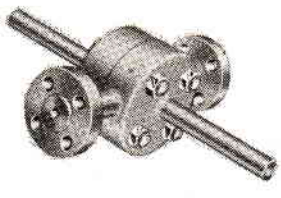
Sl. 214 Mjerna prigušnica s obručnim komorama

Sl. 215 Zaslon

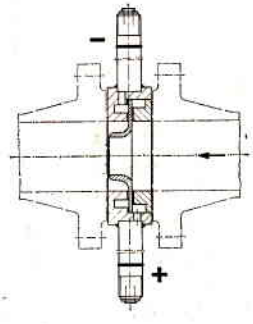
Mjerne prigušnice s obručnim komorama (sl. 214) imaju u unutrašnjosti tijela prigušnice izvedene komore na koje su vezani nastavci za priključenje spojnih vodova. Diferentni se pritisak prenosi u komoru kroz kružni otvor, koji je izveden u unutarnjem obodu tijela prigušnice. Ovom se izvedbom postiže velika osjetljivost i srednja vrijednost diferentnog pritiska, što naročito dolazi do izražaja ako po cijelom unutarnjem opsegu mjerne prigušnice pritisak nije jednoliko raspoređen.

Zasloni su limene mjerne prigušnice, koje se koriste kod većinih promjera cjevovoda, obično iznad 500 mm. Zasloni se izvode iz nerđajućeg čeličnog lima debljine obično između 3 i 8 mm. Zbog lakše ugradnje često se izvode i s posebnim držačem. (sl. 215). Kod zaslona se oduzimaje diferentnog pritiska vrši tako da se izbuši cjevovod ili prirubnica ispred i iza zaslona. U ovisnosti o protočnom odnosu i zahtjevu za točnost mjerenja izvodi se bušenje po jedne rupe za plus i minus oduzimanjem ili se po obodu cijevi ugrađuje više nastavaka za oduzimanje. Oni se tada s jednom cijevi međusobno spajaju.

Mjerne prigušnice treba ugraditi u cjevovod na ona mjesta na kojima ne dolazi do bilo kakvog poremećaja protočne struje. Ove poremećaje uzrokuju zasuni, ventili, koljena, prijelazni komadi itd. Prema tome armatura i fazonski komadi moraju se nalaziti na izvjesnoj udaljenosti od mjerne prigušnice da bi se spriječio njihov utjecaj na točnost mjerenja. Općenito je potrebno da se ispred mjerne prigušnice nalazi ravni komad cijevi dug 10 — 40 D a iza nje ravna cijev dužine 5 D (D — promjer cjevovoda). Pri tom manje vrijednosti vrijede za manje veličine m odnosno što je veći odnos m to je potrebna veća dužina ravne cijevi ispred mjerne prigušnice.



Sl. 216 Mjerna prigušnica s prigrađenom kalibriranom cijevi



Sl. 217 Mjerna sapnica

Kod manjih promjera cijevi već znatan utjecaj na točnost mjerenja ima i hrapavost stijenke cijevi, pa se za cijevi promjera do 70 mm mjerne prigušnice izvode sa prigrađenom kalibriranom cijevi određene dužine (sl. 216). Ove kalibrirane cijevi zavaruju se u postojeći vod ili se spajaju prirubnicama.

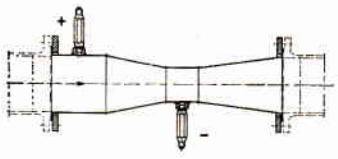
Mjerene sapnice — Mjerne su sapnice profilirani prigušni elementi (sl. 217). Oni omogućuju blago suženje struje tekućine. Međutim, kao prigušni elementi za mjerenje protoka vode vrlo se rijetko koriste, jer u njih trajni pad pritiska nije mnogo manji nego kod mjernih prigušnica (v. sl. 212), a njihova je izrada znatno složenija i skuplja.

Venturi cijevi — Venturi su cijevi, često nazivane i klasične venturi cijevi, profilirani dugoljasti prigušni elementi (sl. 218), čiji se oblik približuje obliku sužene struje tekućine. Zbog toga venturi cijevi imaju i vrlo mali trajni pad pritiska, pa se diferentni pritisak može odrediti veći, a time se postiže i veća točnost u mjerenju.

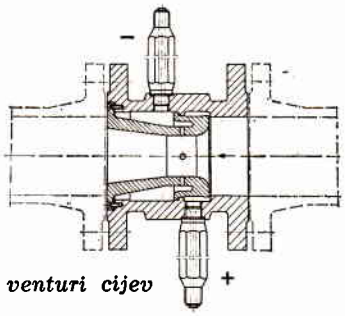
Venturi su cijevi relativno dugački elementi, pa su u vodoopskrbi našli svoju primjenu samo u slučajevima kada njihova ugradnja ne zahtijeva dodatno povećanje dimenzija pumpne stanice. Međutim, venturi su cijevi osobito prikladne za mjerenje protoka nečistih tekućina kao npr. nefiltrirane riječne vode.

Kratke venturi cijevi — Potreba je prigušnog elementa koji će omogućiti visoki stupanj točnosti mjerenja uz istovremeno na veliki pad pritiska, manju dužinu i jednostavnost izvedbe dovela do razvoja kratke venturi cijevi.

Kratka je venturi cijev nastala kombinacijom mjerne sapnice i venturi cijevi. Njen ulazni dio ima oblik mjerne sapnice, a na nju se nastavlja konični difuzor. On služi za smanjenje pada pritiska (sl. 219). Dužina kratke venturi cijevi iznosi oko 43% dužine adekvatne klasične venturi cijevi.



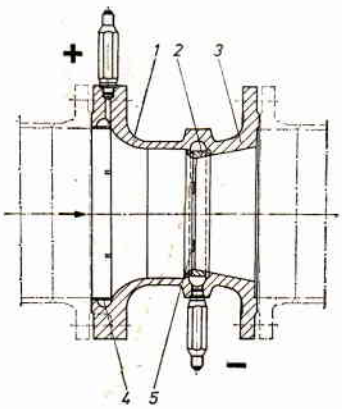
Sl. 218 Venturi cijev



Sl. 219 Kratka venturi cijev

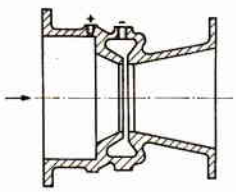
Kratke su venturi cijevi najracionalniji prigušni elementi za mjerenje protoka u vodoopskrbi i od svih prigušenih elemenata one se najčešće koriste na pumpnim stanicama.

Kratke venturi cijevi treba ugrađivati u cjevovod strogo koncentrično te treba paziti da blizu njenog ulaznog dijela ne bude nikakvih smetnji jednolikom protoku. Nastavke za oduzimanje diferentnog pritiska treba izvesti u horizontalnoj ravnini.



Sl. 220 Presjek dvostruke venturi cijevi

1 — ulazni konus; 2 — sekundarni konus; 3 — difuzor; 4 — prstenasti utor za oduzimanje plus pritiska; 5 — prstenasti utor za oduzimanje minus pritiska



Sl. 221 Dallova cijev

Dvostruke venturi cijevi — Dvostruke su se venturi cijevi razvile posljednjih godina u SR Njemačkoj kao daljni korak u usavršavanju kratke venturi cijevi. U odnosu na kratke venturi cijevi one u određenom području primjene kod istog protoka i istog diferentnog pritiska imaju i preko 50 % manji trajni pad pritiska.

Presjek je dvostruke venturi cijevi prikazan na sl. 220. Ona se sastoji od tri osnovna dijela: ulaznog konusa (1), sekundarnog konusa (2) i difuzora (3); plus pritisak se oduzima kroz prstenasti utor (4) a minus pritisak kroz prstenasti utor ili provrte (5). Uvođenjem se sekundarnog konusa postiže dodatno

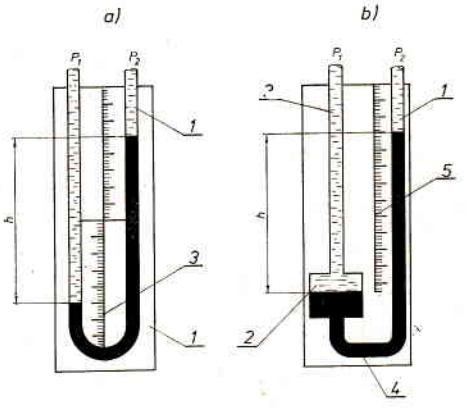
ubrzanje protočne struje tekućine neposredno ispred mjesta oduzimanja minus pritiska. Time se znatno povisuje razvijeni diferentni pritisak.

Dallove cijevi — Dallove cijevi predočuju jedan novi oblik prigušnog elementa, koji je u posljednje vrijeme razvijen u Engleskoj. Dallova cijev sastoji se od ulaznog cilindričnog dijela i dvaju konusa međusobno priljubljenih uz malu zračnost (sl. 221) preko koje se oduzima minus pritisak. Pri tom je uži dio ulaznog konusa nešto većeg promjera od užeg dijela izlaznog konusa.

Dallove cijevi omogućuju visoku točnost mjerenja uz neznatan trajni pad pritiska koji je čak za 30 do 50% manji nego kod klasične venturi cijevi. Dallove su cijevi lakše i kraće. Njihova dužina iznosi svega oko 30% dužine adekvatne klasične venturi cijevi.

b) Protočna mjerila

Izbor protočnog mjerila — vrsta, oblik, izvedba i tehničke karakteristike — ovise o pogonskim uvjetima, postavljenim zahtjevima na točnost mjerenja i o željenim podacima (pokazivanje, sumiranje, registriranje, daljinski prijenos mjerne veličine, kontasti za signalizaciju ili regulaciju itd).



Sl. 222 Tekućinski diferencijalni manometri

a) u obliku U-cijevi

1 — staklena cijev; 2 — ploča; 3 — skala

b) jednocijevni

1 — staklena cijev; 2 — posuda; 3 — metalna cijev; 4 — spojno koljeno; 5 — skala

Granice mjernog područja — razlika između maksimalnog i minimalnog protoka — ne smiju se odabrati u prevelikom rasponu, jer treba imati na umu da između protoka i razvijenog diferentnog pritiska postoji kvadratična ovisnost (v. jednadžbu 83). To znači ako je protok npr. 10% maksimalnog protoka, onda je razvijeni diferentni pritisak 100 puta manji od onog kod maksimalnog protoka. Uslijed tako malog diferentnog pritiska naglo opada točnost mjerenja. Kao opće pravilo vrijedi da se u normalnim pogonskim uvjetima vodoopskrbe optimalna točnost postiže ako minimalni protok nije manji od 20%, a srednji protok nije manji od 50% maksimalnog protoka.

Proizvođači daju za svako protočno mjerilo potreban diferentni pritisak kod maksimalnog protoka te mjerno područje izraženo u obliku $1 : x$; npr. mjerno područje 1 : 8 (= 1/8 = 0,125) znači da protočno mjerilo dozvoljava mjerenje protoka u granicama od 100% do 12,5% uz minimalne pogreške mjerenja. Međutim, i u ovom predviđenom mjernom području pogreška mjerenja nije konstantna. Ona raste sa smanjenjem protoka, npr. kod nekog protočnog mjerila u području od 100 — 50% protoka pogreška mjerenja iznosi $\pm$ 1,0%, u području od 50 — 30% iznosi $\pm$ 1,5%, a u području od 30 — 12,5% već iznosi $\pm$ 2,0%.

Mjerenje pada pritiska nastalog strujanjem tekućine kroz prigušni element vrši se diferencijalnim manometrima najrazličitijih tipova. Pri mjerenju protoka vode najveću primjenu našli su tekućinski diferencijalni manometri, diferencijalni manometri sa plovkom i obručne vage.

Tekućinski diferencijalni manometri — Najjednostavniji su tekućinski diferencijalni manometri oni koji su najčešće izvedeni u obliku *U* — cijevi (sl. 222. a) ili kao jednocijevni (sl. 222. b).

Diferencijalni manometar u obliku *U* — cijevi sastoji se od staklene cijevi (1) savinute u obliku slova *U* (ili od dviju ravnih cijevi gumenom cijevi međusobno spojenih na donjem kraju), pričvršćene na ploču (2) koja u sredini ima skalu (3). Cijev je do polovine ispunjena bilo kakvom mjernom tekućinom, ali pri mjerenju razlike pritiska vode kao mjerna tekućina najčešće se koristi živa.

Diferencijalni se manometar postavlja u strogo vertikalni položaj, a krajevi se cijevi spajaju s prostorima u kojima treba mjeriti razliku pritiska. Djelovanjem razlike pritiska mijenja se položaj nivoa mjerne tekućine u cijevima, a ravnoteža nastupa kada se razlika pritiska uravnoteži stupcem mjerne tekućine *h*. Pri diferencijalnim manometrima u obliku U — cijevi uvjet ravnoteže može se izraziti jednadžbom.

$$\Delta P = P_1 - P_2 = h \cdot g\,(\varrho_m - \varrho) \tag{85}$$

Tu je: ΔP — pad pritiska $[N/m^2]$, h — razlika visina stupca mjerne tekućine $[m]$, ϱ_m — gustoća mjerne tekućine $[kg/m^3]$, ϱ — gustoća vode $[kg/m^3]$.

Diferencijalni manometri u obliku U — cijevi koriste se uglavnom kao kontrolni manometri za kontrolu i baždarenje protočnih mjerila kao i kod raznih pogonskih i laboratorijskih ispitivanja. Za stacionarne instrumente ova vrsta diferencijalnih manometara nije prikladna, jer se očitavanja moraju vršiti na dvije cijevi, a osim toga oni ne omogućuju sumiranje protočne količine.

Jednocijevni diferencijalni manometar (sl. 222. b) sastoji se od staklene cijevi (1) koja se spaja sa prostorom manjeg pritiska (posude (2) s metalnom cijevi (3) koja se priključuje na područje većeg pritiska — koljena 4) koje spaja cijev (1) s posudom (2) i skale (5) učvršćene za okvir instrumenta.

Jednadžba ravnoteže ovog diferencijalnog manometra ima isti oblik kao i u slučaju diferencijalnog manometra s U — cijevi (85). Ali kako se u ovom slučaju očitavanje vrši samo na jednoj cijevi, to je pad pritiska očitan na skali uvijek manji od stvarnog pada pritiska i to za veličinu sniženja nivoa mjerne tekućine u posudi. Razlika stvarnog i očitanog pada pritiska ovisit će o odnosu površina poprečnog presjeka posude i staklene cijevi, a stvarni se pad pritiska može izraziti jednadžbom

$$h = h_s \left(1 + \frac{A}{A_1}\right) \tag{86}$$

Tu je: h — stvarni pad pritiska, h_s — pad pritiska očitan na skali, A — površina poprečnog presjeka staklene cijevi, A_1 — površina poprečnog presjeka posude.

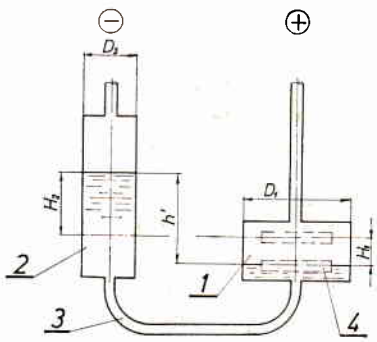
Na primjer. Ako je promjer staklene cijevi 10 puta manji od promjera posude, pogreška će u mjerenju iznositi + 1%. Primjenom kalibrirane staklene cijevi, tj. cijevi jednakog poprečnog presjeka po cijeloj dužini može se već kod baždarenja skale izvršiti korektura s obzirom na odnos A/A_1, pa će očitanja na skali pokazivati stvarni pad pritiska bez ikakve pogreške.

Mogućnost je neposrednog očitavanja pada pritiska na jednoj skali osnovna prednost jednocijevnog diferencijalnog manometra u odnosu na U — cijev. Uslijed toga je očitavanje jednostavnije, a daje i točnije rezultate.

Jednocijevni diferencijalni manometri mogu se koristiti kao kontrolni manometri pri baždarenju mjernih instrumenata, a i kao stacionarna protočna mjerila kod manjih pumpnih stanica. Naime, kod manjih pumpnih stanica primjena složenijih vrsta diferencijalnih manometara nije racionalna, jer oni zahtijevaju mnogo više brige u pogonu. Ako se jednocijevni diferencijalni manometar koristi kao protočno mjerilo, njegova se skala baždari direktno u jedinicama protoka. Ova primjena ima tu manu što se ne može vršiti sumiranje protoka, nego samo mjerenje trenutačne protočne količine. Osim toga u tom slučaju treba prigušni element proračunati na dosta veliki pad pritiska, jer kod očitanja malog pada pritiska pogreška u mjerenju može biti znatna. Potreban veći pad pritiska znači i veće prigušivanje, a to dovodi i do većeg utroška pogonske energije.

Diferencijalni manometri s plovkom — Diferencijalni manometar s plovkom shematski je prikazan na sl. 223, a sastoji se od slijedećih osnovnih dijelova: plus posude (1) i minus posude (2) međusobno spojenih sa cijevi (3), plovka (4) i pokaznog ili registrirajućeg mehanizma sa skalom (na shemi nije prikazan).

Instrument je napunjen živom, a djelovanjem razlike pritiska nivoa se žive u posudama mijenja, a time se mijenja i položaj plovka. Plovak je povezan s pokaznim ili registrirajućim mehanizmom koji pokazuje položaj plovka, a time i veličinu razlike pritiska u posudama diferencijalnog manometra.



$H_1F_1 = H_2F_2 = konst$

Sl. 223 Diferencijalni manometar s plovkom
1 — plus posuda; 2 — minus posuda; 3 — spojna cijev; 4 — plovak

Vanjski izgled jednog protočnog mjerila na bazi diferencijalnog manometra s plovkom prikazuje sl. 224. Kod ovog protočnog mjerila plovak slobodno pliva na živi u plus posudi diferentne spojke i niza zupčanika na kazaljku instrumenta. Primjenom odgovarajuće izvedenog krivuljara za prijenos pomaka kazaljke skala instrumenta je linearna unatoč kvadratične ovisnosti između diferentnog pritiska i protočne količine.

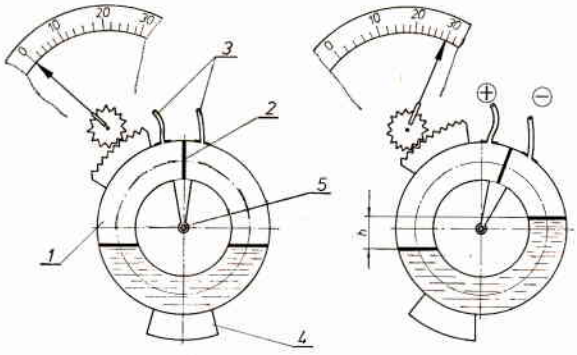
Ova se protočna mjerila izvode za maksimalne diferentne pritiske od 1,5, 3 i 6 *m s. v.* To se postiže izmjenom minus posude. U instrument se ugrađuje brojilo na električni pogon koje sumira protočne količine. Ugradnjom otpornog davača moguć je električni prijenos mjerne vrijednosti na potrebnu udaljenost, a ugradnjom krajnjih kontakata moguća je signalizacija maksimalnog odnosno minimalnog protoka.

Obručne vage — Obručna je vaga shematski prikazana na sl. 225. Njezin glavni dio predstavlja šuplji metalni obruč (1) koji u gornjem dijelu ima pregradu (2). S obje strane pregrade u obruč su uvedene savitljive spojne cijevi (3). Drugi

krajevi spojnih cijevi priključuju se na prostore čiju razliku pritiska treba mjeriti. Na donjem kraju obruča pričvršćen je uteg (4). Obruč je djelomično ispunjen mjernom tekućinom. Pri mjerenju pada pritiska voda kao mjerna tekućina koristi se živa. Obruč je mehaničkim prijenosima povezan pokaznim ili registrirajućim mehanizmom.

Dok u cjevovodu nema protoka kroz obje spojne cijevi, dolazit će isti pritisak na mjernu tekućinu u obruč, pa će se ona nalaziti u obje polovine obruča na istoj visini. Pri strujanju tekućine nastupit će razlika pritiska u plus i minus cijevi, pa će se — kao i kod svih tekućinskih diferencijalnih manometara — u lijevom dijelu obruča nivo mjerne tekućine spustiti a u desnom podići.

Sl. 224 Protočno mjerilo diferencijalnog manometra s plovkom



Sl. 225 Obručna vaga

1 — šuplji metalni obruč; 2 — pregrade; 3 — savitljive spojne cijevi; 4 — uteg; 5 — osovinica

Djelovanjem većeg pritiska s lijeve strane obruč će se zakrenuti oko svoje osi (5) i zauzeti novi položaj ravnoteže. Naime, na lijevu stranu pregrade sada djeluje veća sila. Ona stvara izvjestan moment u odnosu na os (5), pa će se obruč zakretati tako dugo dok se ne uravnoteži momentom utega (4). Pomak se obruča prenosi preko ozubljenog segmenta na zupčanik s kazaljkom pa se na skali, baždarenoj u jedinicama protoka očitava trenutačan protok.

Promjenom mase utega može se mijenjati mjerno područje obručne vage, pa je radi toga njihova primjena osobito prikladna pri mjerenju protoka čija se količina mijenja u raznim dužim vremenskim intervalima.

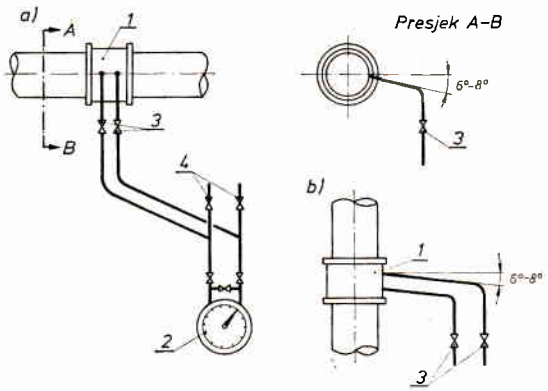
Obručne vage omogućuju visoku točnost mjerenja te laku i jednostavu promjenu mjernog područja, ali se izvode samo za diferentne pritiske od 250 *mm Hg*. Protočna se mjerila na bazi obručnih vaga izvode kao pokazni, sumarni i registrirajući instrumenti te s ugrađenim davačima za daljinski prijenos mjernih vrijednosti. Na njih se često ugrađuju i krajnji kontakt za signalizaciju maksimalnog odnosno minimalnog protoka.

c) Ugradnja protočnih mjerila

Kod protočnih mjerila za čistu vodu mogu nastupiti slijedeći slučajevi ugradnje:

1) protočno je mjerilo smješteno niže od prigušenog elementa sl. 226). To je najjednostavniji slučaj, ali kod vodovodnih i kanalazionih pumpnih postrojenja ovakav se razmještaj koristi relativno rijetko;

2) protočno je mjerilo smješteno iznad prigušenog elementa sl. 227). Ovakav se međusobni položaj prigušnog elementa i protočnog mjerila najčešće susreće kod vodovodnih i kanalizacionih pumpnih postrojenja. Sabirnici se zraka izvode iz cijevi promjera 40 — 60 mm, dužine 200 — 300 mm, a s obje strane imaju priključke za spojne cijevi odnosno ventile;
3) protočno je mjerilo smješteno iznad prigušnog elementa, ali je potrebno prelamanje spojnih cijevi (sl. 228). Ovaj slučaj može nastupiti kod veće dužine spojnog voda ili ako se na trasi spojnog voda nalazi neka prepreka, npr. temelj pumpe. Pri tom treba među sabirnike zraka s odračnim ventilima postaviti na lako pristupačnim mjestima.



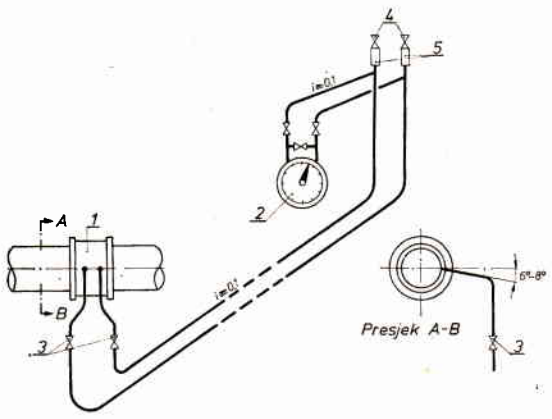
Sl. 226 Shema položaja spojnih cijevi pri mjerenju protoka čiste vode — protočno mjerilo je smješteno niže od prigušnog elementa

a) horizontalni cjevovod; b) vertikalni cjevovod;

1 — prigušni element; 2 — protočno mjerilo; 3 — zaporni ventili; 4 — odzračni ventili

U bilo kojoj izvedbi smještaja protočnog mjerila iznad prigušnog elementa spojne cijevi treba od prigušenog elementa voditi najmanje 0,5 m prema dolje, a tek onda ih dizati prema protočnom mjerilu.

Protočno mjerilo treba biti tako smješteno da je pristupačno i da omogućuje lako očitanje mjernih vrijednosti. Ono treba biti zaštićeno od vibracija i ne smije biti izloženo djelovanju agresivnih plinova (npr. klora). Temperatura zraka prostorije u kojoj je smješteno protočno mjerilo ne smije biti niža od 4°C, a u zraku ne smije biti prašine kao ni prevelike vlage.

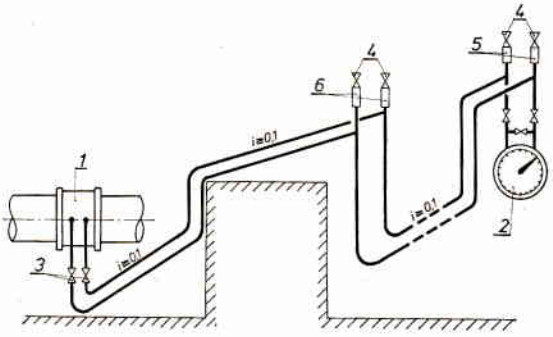


Sl. 227 Shema položaja spojnih cijevi pri mjerenju protoka čiste vode — protočno mjerilo je smješteno iznad prigušnog elementa

1 — prigušni element; 2 — protočno mjerilo; 3 — zaporni ventili; 4 — odzračni ventili; 5 — sabirnici zraka

Izvedba spojnog voda između prigušnog elementa i protočnog mjerila ovisi o njihovom međusobnom položaju i razmaku među njima, o svojstvima tekućine i o namjeni protočnog mjerila. Međutim, u svim slučajevima vrijede i neka pravila. Neka će se spomenuti ovdje.

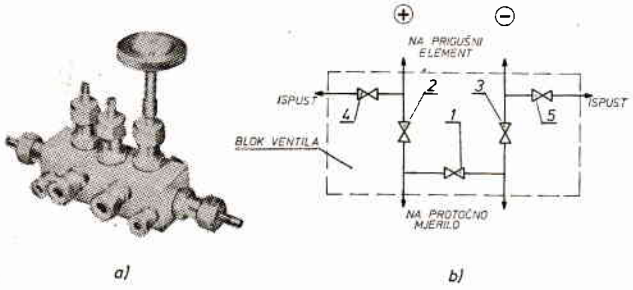
1) Spojne cijevi trebaju biti položene vertikalno ili s priklonom prema horizontali najmanje 1 : 10. Ovaj se priklon može smanjiti i do 1 : 20 pod uvjetom da su spojne cijevi položene u pravcu, a njihov promjer da je najmanje 20 mm.



Sl. 228 Sheme položaja spojnih cijevi pri mjerenju protoka čiste vode — protočno mjerilo je smješteno iznad prigušnog elementa, ali je potrebno prelamanje spojnih cijevi

1 — prigušni element; 2 — protočno mjerilo; 3 — zaporni ventili; 4 — ozdračni ventili; 5 — osnovni zabirnici zraka; 6 — međusabirnici zraka

2) Unutarnji promjer spojnih cijevi treba biti najmanje 8 mm. Preporuča se izbjegavati cijevi unutarnjeg promjera manjeg od 12 mm.
3) Spojni vodovi trebaju biti izvedeni od bakrenih ili mjedenih cijevi. U slučaju kada pritisak u cjevovodu ne prelazi 10 bara, a temperatura 40°C, preporuča se primjena cijevi od kvalitetnih plastičnih masa.
4) Spojne cijevi i njihova armatura trebaju biti hermetično izvedeni.
5) Savijanja spojnih cijevi trebaju biti blaga. Polumjeri savijanja u cijevi vanjskog promjera 12 i 14 mm trebaju iznositi najmanje 100 mm.



Sl. 229 Peterokraki blok ventil
a) vanjski izgled; b) funkcionalna shema

1 — ventil za izjednačenje; 2 — ventil za spoj s + nastavkom; 3 — ventil za spoj s — nastavkom; 4, 5 — ispušni ventili

6) Spojne cijevi trebaju biti sigurno zaštićene od smrzavanja i od djelovanja topline.
7) Dužina spojnog voda ne treba prelaziti 50 m.

Spojni se vodovi od prigušenog elementa priključuju na protočno mjerilo preko blok ventila. Blok ventili služe za odvajanje spojnih vodova od protočnog mjerila i za manipulaciju.

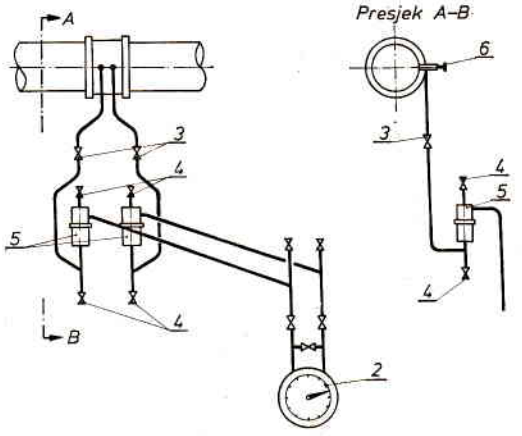
Većinom se koriste peterokraki blok ventili smješteni u zajedničkom bloku iz punog materijala. Na sl. 229 a prikazan je izgled jednog petorokrakog blok ventila, a na sl. 229 b njegova funkcionalna shema. Blok ventilom vrše se slijedeće manipulacije.

a) uključivanje protočnog mjerila — Otvori se ventil za izjednačenje (1) i ventil (2) (spoj sa plus nastavkom diferentnog pritiska). Time se postiže izjednačenje pritiska u plus i minus posudi protočnog mjerila (nul kontrola). Nakon toga se otvara ventil (3) (spoj s minus nastavkom diferentnog pritiska), a ventil se za izjednačenje (1) zatvara;

b) isključivanje protočnog mjerila — Zatvori se ventil (2). Iza toga se otvori ventil za izjednačenje (1), a nakon toga se zatvori ventil (3).

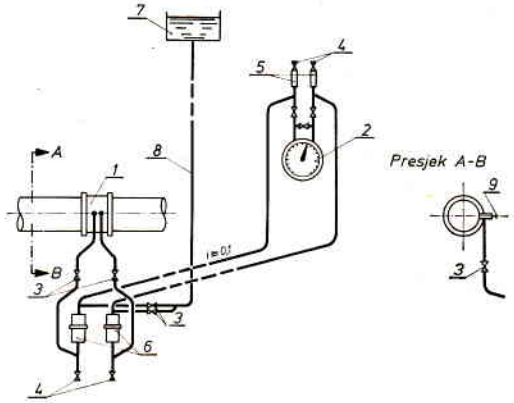
c) ispuhivanje spojnih cijevi — Najprije se isključi protočno mjerilo, a onda se ispušni ventili (4) i (5) polako otvaraju; Ispuhivanje se spojnih cijevi crši toliko vremena koliko je potrebno da se one potpuno očiste.

Pri mjerenju protoka vode koja u sebi sadrži izvjesne nečistoće, kao npr. nefiltrirana riječna voda, u sistem je prigušnog vodomjera potrebno ugraditi i odmuljne lonce koji će zadržavati nečistoće i spriječavati njihov ulazak u protočno mjerilo.



Sl. 230 Shema položaja spojnih cijevi pri mjerenju protoka nečiste tekućine — protočno mjerilo je smješteno niže od prigušnog elementa

1 — prigušni element; 2 — protočno mjerilo; 3 — zaporni ventili; 4 — odzračni ventili; 5 — odmuljni lonci; 6 — naprava za čišćenje priključka spojne cijevi

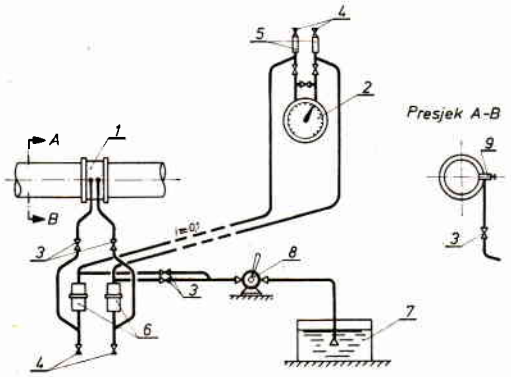


Sl. 231 Shema položaja spojnih cijevi pri mjerenju protoka nečiste tekućine — protočno mjerilo je smješteno iznad prigušnog elementa (gravitaciono ispiranje spojnih cijevi)

1 — prigušni element; 2 — protočno mjerilo; 3 — zaporni ventili; 4 — odzračni ventili; 5 — sabirnici zraka; 6 — odmuljni lonci; 7 — spremnik čiste vode; 8 — dovodna cijev čiste vode; 9 — naprava za čišćenje priključka spojne cijevi

Ako je protočno mjerilo smješteno niže od prigušnog elementa ugradnja se vrši prema shemi na sl. 230. U spojne vodove između prigušnog elementa i protočnog mjerila uključena su dva odmuljna lonca.

U slučaju se smještaja protočnog mjerila iznad prigušnog elementa ugradnja vrši prema shemi na sl. 231. Ispiranje se spojnih cijevi i odmuljnih lonaca vrši čistom vodom iz posebnog spremnika koji je smješten 2 — 3 m iznad odzračnih ventila sabirnika zraka.



Sl. 232 Shema položaja spojnih cijevi pri mjerenju protoka nečiste tekućine — protočno mjerilo je smješteno iznad prigušnog elementa (ispiranje spojnih cijevi posebnom pumpom)

1 — prigušni element; 2 — protočno mjerilo; 3 — zaporni ventili; 4 — ozdračni ventili; 5 — sabrnici zraka; 6 — odmuljni lonci; 7 — spremnik čiste vode; 8 — pumpa za ispiranje; 9 — naprava za čišćenje priključka spojne cijevi

Umjesto ovog gravitacionog ispiranja mnogo je bolja shema prema sl. 232. Ova naročito dolazi do izražaja kod niskih prostorija u kojih nema mogućnosti visokog smještaja spremnika čiste vode. Posebna mala pumpa za ispiranje dobavlja čistu vodu iz njenog spremnika te je pod pritiskom tjera kroz spojne vodove i odmuljne lonce. Veći pritisak i veće brzine strujanja omogućuju potpuno uklanjanje nataloženih nečistoća.

7.13 Mjerenje vodostaja

Mjerenje vodostaja ima vrlo veliko značenje u vodoopskrbi. Ono omogućuje
— mjerenje vodostaja u bunarima,
— određivanje količine vode u rezervoarima,
— kontrolu pravilnog odvijanja tehnološkog procesa,
— u slučaju potrebe održavanje konstantnog vodostaja.

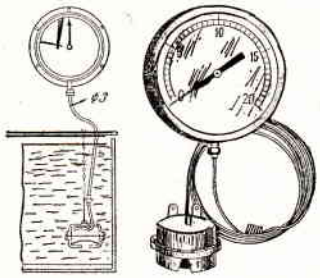
Mjerenje vodostaja vrši se na dva načina. U jednom slučaju ono se vrši u širokim granicama, određenim dimenzijama rezervoara. Do toga dolazi npr. pri mjerenju vodostaja od vrha do dna rezervoara. U drugom slučaju mjerenje vodostaja vrši se u uskim granicama, obično $\pm$ 100 — 300 mm. Ovakva mjerenja vrše se npr. pri određivanju vodostaja u tlačnim kotlovima.

Instrumenti odnosno pribori za mjerenje vodostaja nazivaju se vodokazi. U vodoopskrbi se najčešće koriste tri osnovne vrste vodokaza:

1) vizuelni vodokazi u kojih se vodostaj mjeri graduiranom staklenom cijevi ili mjernom motkom;
2) pneumatski i električki vodokazi čije se djelovanje osniva na mjerenju hidrostatskog pritiska tekućine;
3) vodokazi sa plovkom u kojih se za mjerenje vodostaja koristi sila uzgona tekućine.

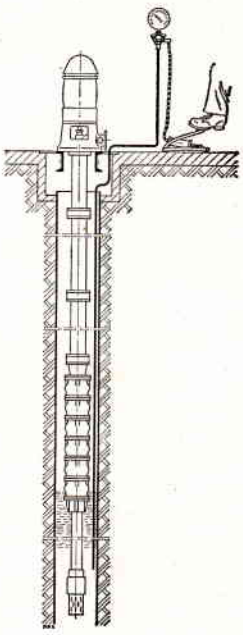
Vodokazi mogu biti izvedeni kao pokazni, registrirajući i signalizirajući s očitavanjrm vodostaja na licu mjesta i s daljinskim prijenosom očitanja.

Vizuelni vodokazi su najjednostavniji pribori za mjerenje vodostaja. U vodoopskrbi praktički dolaze u obzir samo kao vodokazna stakla kod hidroforskih kotlova ili kod kotlova za zaštitu od hidrauličkog udara odnosno eventualno kao mjerna motka kod otvorenih bazena u uređajima za pročišćavanje vode.



Sl. 233 Pneumatski vodokaz sa zvonom

Sl. 234 Pneumatski vodokaz za povremeno mjerenje vodostaja



Vodokazno je staklo vertikalna staklena cijev nevelikog promjera spojena s donjim i gornjim dijelom kotla. Po zakonu spojnih posuda voda se u vodokaznom staklu i kotlu nalazi se na istoj visini, pa se vodostaj može očitati na pridruženoj skali.

Najjednostavniji je pneumatski vodokaz vodokaz sa zvonom prikazan na sl. 233. Uređaj se sastoji od metalnog zvona čije je dno zatvoreno gumenom membranom, spojne cijevi i manometra. Svi su elementi uređaja ispunjeni zrakom.

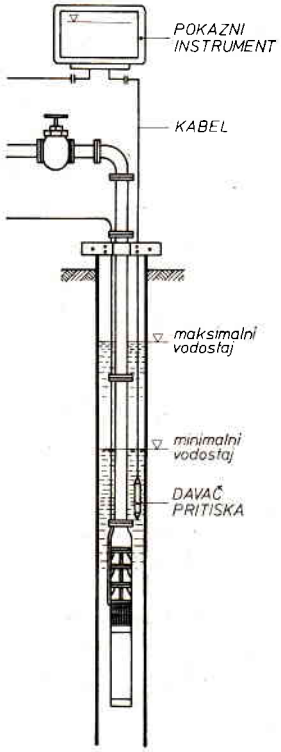
Zvono se spusti u bunar ili rezervoar, hidrostatski pritisak djeluje na membranu i ona se deformira i kod toga komprimira zrak u uređaju. Pritisak zraka prenosi se na manometar, čija je skala već baždarena u metrima stupca vode. Ovi se vodokazi mogu uspješno primijeniti i za prijenos očitanja na udaljenosti do 100 m.

Na sl. 234. prikazan je pneumatski vodokaz naročito prikladan za primjenu kod povremenog mjerenja vodostaja u uskim bušenim bunarima. Uređaj se sastoji od mjerne cijevi, manometra, nožne pumpe za zrak i pripadne armature.

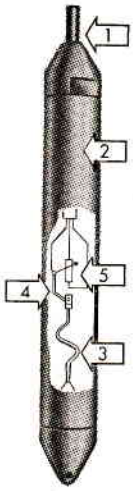
Mjerna cijev, izvedena od plinske cijevi 3/8", spušta se u bunar do prirubnice usisne košare pumpe. Nožnom pumpom tlači se zrak u mjernu cijev sve dok se kazaljka manometra ne zaustavi. Skala je manometra baždarena već u metrima stupca vode, pa očitanje pokazuje visinu stupca vode iznad kraja mjerne cijevi, tj. iznad prirubnice usisne košare. Prikladno je da manometri za ovakav pneumatski vodokaz imaju još jednu posebnu skalu, npr. crvenu, koja ima obrnutu podjelu i koja se dade zakretati. Prije početka mjerenja ova se crvena skala zakreće tako dugo dok se broj koji odgovara dužini mjerne cijevi, npr. 20 m, ne poklopi s nul oznakom osnovne crne skale. Primjena dvojne skale omogućuje očitanje vodostaja iznad usisne košare (crna skala), npr. 5 m te istovremeno udaljenost vodostaja od pada pumpne stanice (crvena skala), npr. 15 m.

Kod svakog novog mjerenja potrebno je nožnom pumpom ponovno tlačiti zrak, jer ga voda tokom vremena apsorbira iz mjerne cijevi.

Električki vodokazi, koji djeluju prema principu mjerenja hidrostatskog pritiska, naročito su pogodni za kontinuirano mjerenje vodostaja u uskim bušenim bunarima. Na sl. 235. prikazana je shema ugradnje vodokaza u bušenom bunaru iz kojeg se voda dobavlja uronjenom pumpom.

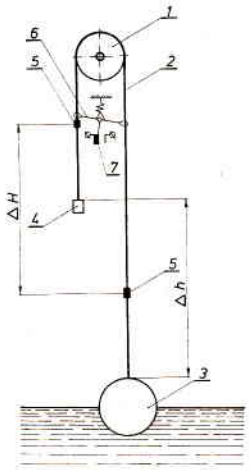


Sl. 235 Mjerenje vodostaja u uskim bušenim bunarima



Sl. 236 Davač pritiska vode električkog vodokaza

1 — kabel; 2 — kućište; 3 — cjevovod; 4 — prijenos; 5 — potenciometar



Sl. 237 Vodokaz s plovkom i užetom

1 — užetnica; 2 — uže; 3 — plovak; 4 — protuuteg; 5 — graničnik; 6 — poluga; 7 — kontakt

Osnovni element vodokaza predočuje davač pritiska cijevnog oblika promjera 40 mm, dužine 250 — 300 mm. Na sl. 236. shematski je prikazan presjek davača pritiska. U kućištu 2), otpornom na koroziju, smješteni su mjerni elementi davača. Hidrostatski pritisak stupca vode djeluje na cijevnu oprugu (3) čiji se pomak preko prijenosa (4) prenosi na precizni potenciometar (5). Ovisno o vodostaju mijenja se i otpor strujnog kruga pa se pripadne mjerne vrijednosti kabelom 1) prenose na pokazni instrument baždaren u metrima stupca vode.

Pri mjerenju vodostaja plovkom koristi se sila uzgona koja djeluje na tijelo uronjeno u tekućinu. Najjednstavniji ujedno najrasprostanjeniji su vodokazi s plovkom i užetom, čiji je princip djelovanja prikazan na sl. 237.

Na slobodnoj užetnici (1) obješeno je elastično (obično čelično) uže (2) na čijem se jednom kraju nalazi plovak (3), Zbog uravnoteženja sistema na drugom kraju užeta nalazi se protuuteg (4). Kod promjene vodostaja djelovanjem plovka dolazi dopremještanja užeta odnosno zakretanja užetnice. Pomak užetnice prenosi se prenosnim mehanizmom i na pripadnoj skali očitava se vodostaj. Ovim jednostavnim uređajem lako se vrši kontrola dvaju zadanih vodostaja. U tu svrhu na užetu su postavljena dva graničnika (5), koji kod određenog vodostaja mijenjaju položaj poluge (6). Uslijed toga dolazi do prebacivanja kontakta (7).

Ugrađena opruga osigurava dva strogo definirana položaja poluge. To znači da do prebacivanja kontakta dolazi samo kod maksimalnog i minimalnog vodostaja. Regulacija međuuklopnog područja Δh vrši se promjenom položaja graničnika na užetu.

Osnovna je prednost vodokaza s plovkom i užetom njihova mogućnost primjene kod znatnih oscilacija vodostaja s obzirom na to da dužina užeta može biti i relativno velika.

7.2 KLORATORI

7.21 Općenito o kloriranju

Kloriranje je najvažniji način dezinfekcije vode. Dezinfekcija se vode može vršiti i ozonom i ultravioletnim zrakama, ali se ovi postupci primijenjuju relativno rijetko. Kloriranje je dezinfekcija vode klorom. On se vodi može dodavati u raznim oblicima kao: klorno vapno, hipoklorit, kloramin i kao plinoviti klor. Kod vodovodnih pumpnih stanica klorator je neophodan element opreme pumpne stanice. Da bi pitka voda zadovoljila sve potrebne sanitarne uvjete, potrebno ju je dezinficirati prije dobave u potrošnju, a ako se radi o izuzetno dobroj i kvalitetnoj vodi potrebno je izvršiti barem preventivnu dezinfekciju.

Dezinfekcija je vode kloriranjem osobito prikladna, jer klor ima jako baktericidno djelovanje, relativno je jeftin i lako dostupan, a ispravno klorirana voda osigurava potreban stupanj dezinfekcije i kroz dulje vrijeme. Mikroorganizmi svih vrsta, a osobito bakterije, mnogo slabije podnose klor nego čovjek. Oni ugibaju kod tako malih količina klora koje čovjekov organizam niti ne osjeća.

Klorno vpno — Klorno je vapno klorid vapna i najstariji oblik u kome se je klor upotrebljavao za dezinfekciju. Svježe klorno vapno ima do 37% klora, ali vrlo je nepostojano. Za toplih dana na suncu može u roku od nekoliko tjedana izgubiti sav klor. Osim toga ostavlja jak miris po kloru i vrlo je korodivno. Primjenu klornog vapna treba izbjegavati, gdjegod je to moguće.

Hipokloriti — Daleko bolje dezinfekciono sredstvo su moderni hipokloriti od kojih se najviše upotrebljava kalcijev hipoklorit. On sadrži i do preko 70% raspoloživa klora i mnogo je stabilniji od klornog vapna. Pri uskladištenju kod 30°C gubi u godinu dana najviše 10% raspoloživa klora, a kod nižih temperatura manje. Apsorbira vlagu, pa ga treba držati u hladnim i sasvim suhim prosto, rijama.

Hipokloriti su vrlo dobro sredstvo za dezinfekciju vode i veoma prikladni za primjenu u manjim uređajima koji se mogu upotrebljavati plinoviti klor te za dezinfekciju u nuždi i za dezinfekciju uređaja: bunara, rezervoara, cjevovoda, cisterni za transport vode itd. U velikim vodoopskrbnim pogonima, koji dezinfekciju vode vrše plinovitim klorom, hipokloriti služe kao rezervno sredstvo koje se upotrebljava ako plinski kloratori otkažu iz bilo kod razloga kao i za dezinfekciju cjevovoda nakon popravaka.

Kloramini — Kloramini su kompleksni spojevi. U njih uobičajena koncentracija raspoloživog klora iznosi 23 — 25 %, a preparat je u krutom stanju — u obliku bezbojnih kristalića. Kloramini se ne spajaju s organskom tvari tako brzo kao hipokloriti, a i baktericidno djelovanje im je sporije. Znatno su manje korodivni od hipoklorita, a isto su tako znatno stabilniji.

Plinoviti klor — Za dezinfekciju vode kod većih vodovodnih postrojenja najčešće se koristi plinoviti klor. On se dobavlja u čeličnim bocama. Plinoviti je

klor zelenkasto — žučkaste boje, karakterističnog mirisa, a izaziva smetnje kada se udiše. Ako je prisutan u zraku više nego samo u neznatnim tragovima, može prouzročiti ozbiljna oštećenja pluća i ostalih dišnih organa, a može dovesti i do smrti.

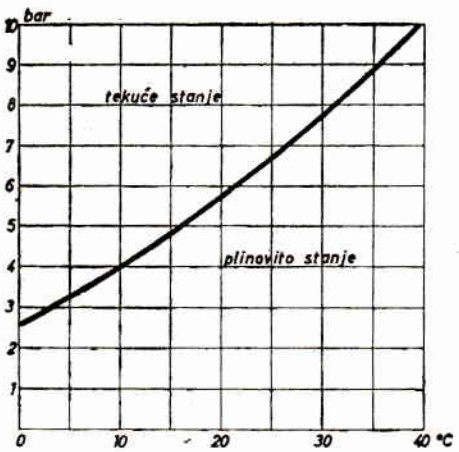
Do ozbiljnog kašlja dolazi već kod koncentracija jednog dijela klora na 10.000 dijelova zraka. Djelovanje karakterističnih koncentracija klora u zraku može se iskazati slijedećim pregledom:

— dozvoljena maksimalna koncntracija	2,9 mg/m³
— najmanja koncentracija kod koje se otkriva miris	3,0 mg/m³
— koncentracija vrlo opasna ako se udiše u 1 s	29 mg/m³
— maksimalna koncentracija koja se može udisati za jedan sat bez ozbiljnijih posljedica	4,0 mg/m³
— vjerojatna smrtonosna koncentracija poslije nekoliko dubljih udisaja	1000 mg/m³

Plinoviti je klor oko 2,5 puta teži od zraka, pa ako na nekom mjestu u uređaju dolazi do propuštanja klora, on še se sakupljati blizu poda. Klor, kao i svaki drugi plin, pri određenoj temperaturi i odgovarajućem pritisku prelazi u tekuće agregatno stanje. Prema tome se klor pod pritiskom može ukapljiti. Krivulja na dijagramu na sl. 238. prikazuje granicu između tekućeg i plinovitog stanja klora. Iz ovog se dijagrama može vidjeti u kojem će stanju biti klor kod određenog pritiska i temperature.

Tekući je klor gusta tekućina boje jantara, oko 1,5 puta teža od vode. Pri ispiranju jedinica volumena tekućeg klora razvija se u oko 500 jedinica volumena plinovitog klora, i zato je bilo kakvo izlaženje tekućeg plina daleko opasnije od izlaženja plinovitog klora.

Klor je topiv u vodi. Kod 10°C rastvorit će se oko 9,5 g klora u jednoj litri vode, a kod 40°C samo 4,5 g. Otopina se klora u vodi zove klorna otopina. Klorna otopina nije stabilna, a razgradnja joj je naročito brza kad se izlaže suncu.



Sl. 238 Dijagram stanja klora u ovisnosti o pritisku i temperaturi

Plinoviti se klor može direktno uvoditi u vodu, ali su kloratori najčešće izvedeni tako da se klor dovodi u jednu manju količinu vode, a onda se ova koncentrirana klorna otopina jednoliko miješa s glavninom vode koja se klorira.

Kod niskih temperatura tvore se u klornoj otopini kristali hidrata klora. To se katkada događa i u kloratoru, pa dolazi do začepljenja finih elemenata uređaja. Osim toga stvaranje kristala može biti i uzrok razvijanju karakterističnog okusa i mirisa od čega prigodice dolaze u kloriranoj vodi kod vrlo hladnog vremena.

U prisutnosti vode klor vrlo agresivno djeluje na većinu elemenata, jako je korozivan i razara gotovo sve metale i najveći broj organskih spojeva. Ali bez prisustva vode plemeniti metali, željezo, čelik i bakar potpuno su otporni na

djelovanje klora. Zbog toga se klor može držati i tarnsportirati u čeličnim bocama u kojima se pod pritiskom od 4 — 8 bara nalazi u tekućem stanju.

Otvaranjem ventila na boci pritisak se smanjuje i tekući klor prelazi u plinovito stanje uz istovremeno oduzimanje topline okolini. Plin se iz boce ne smije ispuštati prebrzo (najviše do 0,75 kg/h), jer se u protivnom slučaju jako snizi temperatura klora pa čak može doći i do zaleđivanja boce.

7.22 Klorna potreba vode i slobodan klor

Pri dodavanju klora vodi izvjesna količina klora utrošit će se na vezivanje s organskim tvarima, nitratima, željezom, manganom i amonijakom. Kolika će biti ova vlastita potrošnja može se ustanoviti laboratorijskom analizom vode, jer utrošak zavisi o osobinama vode.

Isto voda u različito godišnje doba i u različitim prilikama trošit će različitu količinu klora. Količina klora koju voda troši (*mg/l*) do pojave slobodnog klora u vodi, naziva se klorna potreba vode. Klorna potreba vode nije velika. Ona obično ne iznosi više od 5 *mg/l*, a najčešće ispod 1,0 *mg/l*.

Klor koji u vodi preostaje nakon zadovoljenja klorne potrebe vode, naziva se slobodan (rezidualni) klor, a u vodi ga treba biti u granicama od 0,1 do 0,3 *mg/l*, ovisno o stupnju sigurnosti. Treba imati u vidu da se klor počinje osjećati u vodi kod rezidiuma tek preko 0,15 *mg/l* zimi, a kod 0,1 *mg/l* ljeti, tj. u toplijoj vodi se osjeća i kod manje koncentracije. Prema tome se doza klora sastoji od vlastite potrošnje (klorna potreba vode) i potrebnog slobodnog klora.

Kontrola je slobodnog klora vrlo važna, jer tek ona daje sliku uspješnosti dezinfekcije vode. Ako 30 minuta nakon kloriranja u vodi imamo slobodan klor od 0,1 *mg/l*, siguran je znak da je voda, ako je bistra, bakteriološki ispravna.

Ispravnost se doziranja utvrđuje kontrolom. Poznata i jednostavna metoda je ortotolidenska proba. Ortotolidni koji je inače bezbojan, stvara se slobodnim klorom u vodi boju koja je toliko intenzivnija, koliko više ima slobodnog klora. Koncentracija se slobodnog klora određuje kolorimetarski, uspoređivanjem boje dobivene dodavanjem 8 do 10 kapi ortotolidma na *10 ml* vode. Ovisno o količini slobodnog klora boja je zeleno žuta do narančaste. Kolorimetarsko ispitivanje vrši se uspoređivanjem epruveta s obojenim standardima ili posebnim instrumentima (Hallige komparator).

Kontrola ortotolidinom pravi se 10 minuta nakon dodavanja klora u vodu, a kod primjene kloramina nakon 20 minuta.

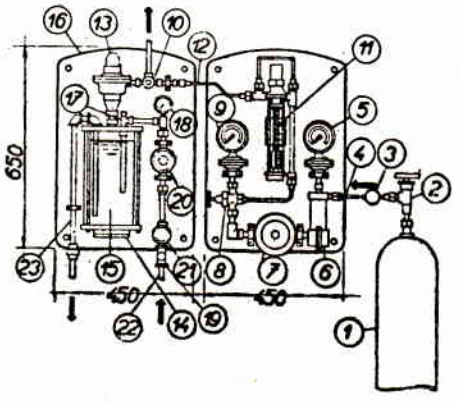
Gdje nije moguće obaviti nikakvu regulaciju doziranja, može se vodi dodavati prekomjerna velika doza klora (hiperkloriranje, 1 — 7 *ml/l*) za koju se sa sigurnošću može pretpostaviti da će obaviti i baktericidno djelovanje. Tako pojačana doza ostavit će veliku količinu slobodnog klora u vodi, a od njega će voda dobiti neugodan miris te neće biti prikladna za piće. Takav velik ostatak klora treba iz vode ukloniti, a to se vrši raznim postupcima dekloriranja: filtriranjem kroz aktivni ugljen, doziranjem sumpornog dioksida, natrijeva bisulfata ili natrijeva triosulfata. Na filtru od aktivnog ugljena apsorbira se preostali klor, a dozirane kemikalije vežu ga u spojeve bez mirisa.

7.23 Izvedbe kloratora

S obzirom na oblik u kojem se klor koristi za dezinfekciju vode, kloratori se dijele na dvije osnovne grupe i to otopinske i plinske kloratore.

Otopinski su kloratori prikladni i ekonomični pri kloriranju vode u postrojenjima s kapacitetom do 500 — 1000 m³/dan. Za veće količine vode otopinski kloratori nisu ekonomični s obzirom na održavanje i potrebu česte manipulacije s klornom otopinom. Pri većoj dnevnoj potrošnji mnogo su prikladniji plinski kloratori.

Plinski se kloratori dijele u dvije osnovne grupe: tlačne i vakuum kloratore. Na sl. 239. prikazan je klasični tip plinskog tlačnog kloratora sistema »Ornstein«.



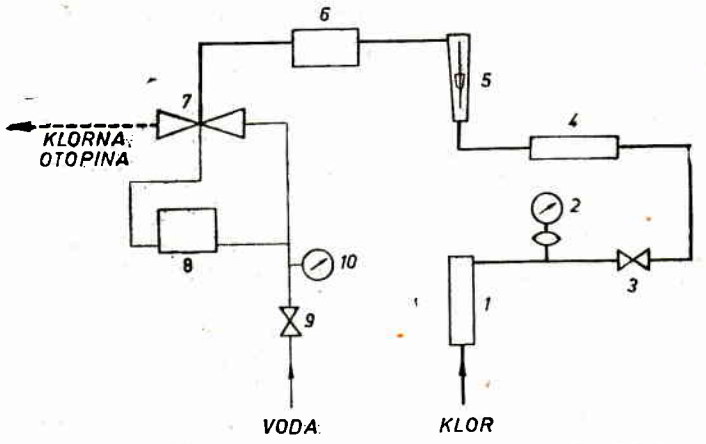
Sl. 239 Plinski klorator »Ornstein«

1 — boca s tekućim klorom; 2 — izlazni ventil; 3 — priključni ventil; 4 — cijevi za dovod klora u aparat; 5 — visokotlačni manometar za pokazivanje pritiska u boci; 6 — filtar; 7 — redukcioni ventil; 8 — regulacioni ventil za podešavanje količine klora; 9 — niskotlačni manometar za pokazivanje radnog pritiska klora; 10 — ispusni ventil; 11 — mjerna cijev sa skalom; 12 — spojna cijev; 13 — sigurnosni povratni ventil; 14 — nosač posude za miješanje; 15 — posuda za miješanje; 16 — mramorna ploča; 17 — sapnica; 18 — manometar za pokazivanje radnog pritiska vode; 19 — propusni ventil; 20 — redukcioni ventil; 21 — hvatač nečistoće; 22 — cijev za dovod vode; 23 — cijev za odvod klorne otopine

Klor, koji se nalazi komprimiran u tekućem stanju u čeličnoj boci (1) pri otvaranju izlaznog ventila (2) na boci i priključnog ventila (3) izlazi iz boce u plinovitom stanju pod pritiskom koji se očitava na manometru (5). Nakon prolaza kroz filter (6) njegov se pritisak reducira pomoću redukcionog ventila (7) na niži, jednoliki pritisak, koji se očitava na manometru (9). Ventilom za fino reguliranje (8) podešava se potrebna doza klora koja se očitava na mjernoj cijevi sa skalom (11). Preko sigurnosnog povratnog ventila (13), klor se dovodi u staklenu posudu za miješanje (15). U ovu posudu dovodi se i voda preko ventila (19) te sita (21) za zadržavanje eventualnih nečistoća. Redukcionim ventilom (20) pritisak se vode reducira na pretlak 1 — 1,5 bara, a očitava se manometrom (18). Sigurnosni povratni ventil (13) sprečava da voda povratnim putem ne prodre u uređaj.

Pri stavljanju kloratora u pogon najprije se provjerava da li su svi ventili zatvoreni, a zatim se otvara propusni ventil za vodu (19) tako da voda ulazi u staklenu posudu za miješanje (15) s pretlakom od 1 — 1,5 bara. Pri tom treba paziti da razina vode u posudi bude udaljena najmanje 2 — 3 cm od poklopca, a rupice na cijevi za odvod klorne otopine (23) da bude stalno uronjena. Zatim treba oprezno otvoriti izlazni ventil (2) na boci s klorom za cca jedan okretaj te priključni ventil (3), dok se pritisak na manometru (5) ne podigne do pritiska u boci klora, tj. do 4 — 8 bara. Ovim radnjama klorator je pripremljen za pogon, pa se zatim vrlo lagano otvara ventil za fino reguliranje (8), sve dok manometar (9) ne pokaže pritisak 1,1 bar. Sada se ventilom (8) podešava količina klora prema potrebnoj dozi koja se očitava (g/h) na skali mjerne cijevi (11). Ova je cijev ispunjena mjernom tekućinom — tetraklorom, pa treba paziti da je prenaglo popuštanje klora ne izbaci napolje.

Prekid se rada kloratora vrši obrnutim redom, tj. najprije se zatvori regulacioni ventil (8), zatim priključni ventil (3) i izlazni ventil (2). Na kraju se ventilom (1) zatvori dovod vode. U normalnim je pogonskim uvjetima klor redovito ispušten iz uređaja kada manometri 5) i (9) pokazuju pritisak od oko 1 bar. Ostatak se klora pod ovim pretlakom polako izgubi iz uređaja.



Sl. 240 Shematski prikaz plinskog kloratora »BM—60«
1 — filtar; 2 — manometar; 3 — regulacioni ventil; 4 — filtar; 5 — rotametar; 6 — regulator povratnog vakuuma; 7 — ejektor; 8 — dodatni spremnik za vodu; 9 — redukcioni ventil; 10 — manometar

Ako pojedine dijelove kloratora treba iz bilo kojeg razloga otvarati odnosno rastavljati, potpuno ispuštanje klora iz kloratora može se prema potrebi izvršiti otvaranjem ispusnog ventila (10). Nakon toga pada pritisak na manometru (9). Zatim se oprezno otvara regulacioni ventil (8) da se isprazni klor i iz ostalog dijela uređaja. Klorator je potpuno ispražnjen, kada kazaljka manometra (5) i (9) padnu na nulu.

Na sl. 240. prikazana je principijelna shema plinskog vakuum kloratora MB-60 domaće proizvodnje. Klorator je tako izveden da podešenu količinu klora točno odmjerava, miješa je s određenom količinom vode i da nastalu klornu otopinu neprekidno dobavlja do mjesta primjene.

U klorator se dovodi klor iz boce i voda pod pritiskom (iz vodovodne mreže, tlačne cijevi pumpe i sl.). Na ulazu u klorator plinoviti klor prolazi kroz filtar (1) i oslobađa se mehanički nečistoća. Tijelo filtra izrađeno je od mjedi, s unutarnje i vanjske strane je posrebreno, da bi se zaštitilo od korozionog djelovanja klora. Unutrašnjost je filtra ispunjena čvrsto nabijenom staklenom vunom na kojoj se zadržavaju čestice mehaničkih nečistoća sadržanih u plinu. Uloženu staklenu vunu treba mijenjati nakon 6 mjeseci rada, a ako je plinoviti klor naročito zaprljan i ranije.

Pritisak se klora mjeri manometrom (2). S obzirom da je mehanizam manometra vrlo osjetljiv, potrebno je spriječiti neposredni dodir klora s mehanizmom. Zbog toga su razloga manometri za klor izvedeni s komorom i srebrinom membranom. Dio komore do manometra ispunjen je lakim transformatorskim uljem, pa kada plinoviti klor udari u membranu, pritisak se preko transformatorskog ulja prenosi na manometar.

Regulacionim ventilom (3) vrši se doziranje količine klora. Okretanjem ručnog kola pomiče se srebrena ventilska igla i propušta veću ili manju količinu plinovitog klora. I ovaj ventil ima srebrenu membranu koja sprečava pristu pkloru do mjedenih dijelova ventila.

Nakon prolaza kroz regulacioni ventil klor prolazi kroz drugi filtar (4), u kojem se vuši još jedno prečišćavanje klora. Ovdje se plinoviti klor nalazi pod vakuumom, razvijenim ejektorom (2) pa je tijelo drugog filtra izvedeno od plastične mase. I ovaj je filtar ispunjen čvrsto nabijenom staklenom vunom.

Mjerenje protoka klora vrši se rotametrom (5). On se sastoji od konične staklene mjerne cijevi u kojoj lebdi pokazivač protoka — ledbilo. Djelovanjem kinetičke energije strujanja plinovitog klora lebdilo se toliko podigne u koničnoj mjernoj cijevi, dok se između mjerne cijevi i lebdila ne oslobodi prstenasta zazorna površina koja odgovara protoku. U tom položaju lebdilo lebdi u plinovitom kloru i namjesti se više kod povećanja protoka, a niže kod njegova smanjenja. Drugim riječima, položaj lebdila je mjerilo protoka, a očitava se na skali uz mjernu cijev. Očitanja su samo relativna, dok se stvarna protočna količina klora u g/h utvrđuje iz pripadnog dijagrama.

Kapacitet se kloratora može podešavati promjenom mase lebdila i dimenzija mjerne cijevi, već prema količini vode koju treba klorirati.

Ejektor (7), čiji su svi dijelovi izvedeni od plastične mase spojen je s dovodom vode iz vodovodne mreže i iz dodatnog spremnika za vodu (8). Posebnim priključkom spojen je s regulatorom vakuuma (6) kroz koji se klor uvodi u ejektor.

Voda se dovodi iz vodovodne mreže pod postojećim pritiskom, a ventilom (9) reducira se na pritisak od 1—1,5 bara. Preko ovog se ventila istovremeno napaja i ejektor i dodatni spremnik za vodu. Manometar (10) pokazuje reducirani pritisak.

Strujanjem vode pod navedenim pritiskom u ejektoru se razvija vakuum pomoću koga se preko regulatora vakuuma usisava plinoviti klor. Preko drugog se priključka istovremeno iz dodatnog spremnika usisava dodatna voda i to u količini koja odgovara razvijenom vakuumu u ejektoru. Uslijed velike brzine strujanja i turbulencije vode na prolazu kroz ejektor dolazi do intenzivnog miješanja i rastvaranja klora u vodi.

Regulator je povratnog vakuuma posuda od plastične mase koja s jedne strane ima priključak za dovod klora iz rotametra, a s druge strane priključak za odvod klora u ejektor. Zadatak je regulatora povratnog vakuuma da spriječi povratno strujanje klorne otopine od ejektora preko rotametra do regulacionog ventila i ostalih metalnih dijelova kloratora. Naime, pri zaustavljanju kloratora u ejektoru ostaje izvjesna količina vode koja i dalje vrši rastvaranje plinovitog klora odnosno upija klor koji je zaostao u dovodnim cijevima. Uslijed toga u dovodnim cijevima dolazi do vakuuma, pa naknadno razvijena klorna otopina struji u smjeru suprotnom od normalnog gibanja plinovitog klora. Ovo se povratno gibanje klorne otopine mora spriječiti, jer bi inače došlo do oštećenja metalnih dijelova kloratora.

Regulator povratnog vakuuma tako je dimenzioniran da zadržava cjelokupnu zaostalu količinu vode i klora, a može prihvatiti i tri puta veću količinu od one koja se normalno javlja pri obustavljanju rada kloratora. Na taj je način posagnuta dovoljna pogonska sigurnost. Kod ponovnog se aktiviranja kloratora najprije s ejektorom usisava klorna otopina iz regulatora povratnog vakuuma, a onda se nastavlja normalno strujanje plinovitog klora.

Dodatni spremnik za vodu osigurava dodatnu količinu vode potrebnu za miješanje i rastvaranje klora. Ovaj spremnih ima dovodni ventil s plovkom. Time se održava konstantan nivo vode u spremniku. U slučaju neispravnosti dovodnog ventila višak se vode odvodi preljevnom cijevi izvan kloratora.

Ejektorom razvijena klorna otopina odvodi se pomoću cijevi od plastične mase na mjesto primjene. Na kraju cijevi postavlja se i perforirana sapnica s otvorima 2—3 mm. Ona ima zadatak da eventualne zaostale mjehuriće plina razbije radi lakšeg rastvaranja.

7.24 Higijensko-tehničke zaštitne mjere pri radu s kloratorima

Bez stvarne potrebe ne treba se zadržavati u prostoriji kloratora, a najbolje je da se kontrola rada kloratora vrši kroz zastakljena vrata ili prozor. Vrata u prostoriju kloratora trebaju uvijek biti zaključana, da bi se spriječio ulazak stranim osobama.

S kloratorom i bocama tekućeg klora u pumpnim stanicama smiju rukovati samo radnici koji su dovoljno stručno osposobljeni za taj posao i koji su upoznati s opasnostima od trovanja klorom. Stručno osposobljavanje vrši se tečajevima, predavanjima, praktičnim vježbama i sl. Nakon završenog stručnog osposobljavanja znanje radnika i poznavanje svih higijensko tehničkih zštitnih mjera treba utvrditi komisijskim ispitom.

Inače mogu se upotrebljavati samo one boce s tekućim klorom koje su ispitane po nadležnoj Inspekciji parnih kotlova i ako im rok za ponovno ispitivanje nije prošao.

Prema »Pravilniku u tehničkim propisima za izradu i upotrebu pokretnih zatvorenih sudova za komprimirane, tekuće i pod pritiskom rastvorene plinove« (Sl. list FNRJ br. 6/57) svaka boca za tekući klor mora imati slijedeće utisnute oznake:

— ime ili znak proizvođača boce,
— redni broj boce,
— težina prazne boce (bez zaštitne kape),
— najveća dozvoljena težina punjenja,
— pokusni pritisak,
— naziv: KLOR,
— žig termičke obrade,
— znak organa koji je prvi puta ispitao bocu.

Zapremnina boce i datum posljednjeg sipitivanja boce mogu biti utisnuti na boci ili utisnuti na tablici pričvršćenoj za bocu.

Redovni pregledi boca za klor moraju se vršiti u roku od dvije godine od dana posljednjeg pregleda, a ovaj rok može inspektor parnih kotlova po svom nahođenju produžiti najviše za godinu dana. Za redovan pregled treba podnijeti zahtjev Inspektoratu parnih kotlova.

Boce s tekućim klorom moraju biti obojene sivom bojom s tim da sferna površina i kapa boce budu obojeni zelenom bojom. Osim toga boca treba po svom cijelom opsegu imati zelenom bojom obojenu traku širine 1/5 promjera boce, a na 2/3 visine, mjereno odozdo.

Boce s tekućim klorom smiju se transportirati samo s namještenom zaštitnom kapom, koja štiti ventil na boci. Pri transportu treba izbjegavati mehaničke udare, kotrljanje boca i sl.

Boce s tekućim klorom moraju u prostoriji kloratora biti osigurane od pada, pričvršćene uz zid obujmicama i sl. Ventili na bocama s tekućim klorom

moraju se otvarati isključivo rukama. Ako se ventil ne može otvoriti, smije se zagrijavati krpama namočenim u vruću vodu. Ako se ventil unatoč tome ne može otvoriti, bocu treba vratiti u skladište i poslati dobavljaču radi popravka ventila. Zabranjeno je zagrijavanje ventila na boci otvorenim plamenom.

Prostorija kloratora treba biti odijeljena od ostalih prostora pumpne stanice. Zidovi, pod i stroz prostorije kloratora trebaju biti tako izvedeni da ne propuštaju plin u susjedne prostorije te ožbukani s unutarnje strane. Ako iz strojarnice ipak postoji direktan ulaz u prostoriju kloratora, ona mora svakako imati i posebna vrata koja vode direktno napolje.

Na ulaznim vratima u prostoriju kloratora treba biti vidno istaknuto upozorenje natpisom:

OPASNOST! OTROV!

Prije ulaska uključiti ventilator!
Strogo je zabranjeno vršenje bilo kakvog rada bez upotrebe propisanih ličnih zaštitnih sredstava!

Kloratore treba u prostoriji smjestiti tako da se izbjegne direktno osvjetljavanjem sunčevim zrakama aparata i da bi se spriječilo eventualno pregrijavanje i deformiranje dijelova od plastične mase, a istovremeno i zaštitio klor od razlaganja.

U prostoriji kloratora treba biti izvedena umjetna ventilacija s odsisavanjem zraka u ravnini poda odnosno najviše 30 cm od poda. Ventilacija treba biti proračunata na najmanje dvanaesterokratnu izmjenu zraka na sat. Izlazna tlačna cijev ventilatora treba biti izveden na visini od najmanje 2 m od poda prostorije. Bez obzira na umjetnu ventilaciju prostorija kloratora mora imati otvor za prirodnu ventilaciju izvedena nasuprot vratima. U prostoriji kloratora treba omogućiti stalnu temperaturu između 10 i 15° C.

Prije svakog ulaza u prostoriju kloratora mora se uključiti ventilator, a sklopka za uklapanje ventilatora mora biti izvedena izvan prostorije kloratora. Ventilator mora biti uključen kroz cijelo vrijeme boravka u prostoriji kloratora, a može se isključiti tek nakon što se vrata prostorije kloratora zaključaju s vanjske strane.

Svi se radovi u prostoriji kloratora moraju vršiti s odgovarajućom maskom, koja će osim zaštite dišnih organa štititi i lice. Na pumpnim stanicama, gdjegod je to moguće, treba primjenjivati cijevne maske, čijim posredstvom će se za disanje crpsti svježi zrak neposredno iz vanjsek okoline. U tom se slučaju cijevna maska mora nalaziti spremljena u ormariću na zidu pokraj ulaza u prostoriju kloratora.

Ako se ne primjenjuju cijevne maske, treba primjenjivati plinske maske s punom obrazinom i filtrom prema *JUS Z. Bl. 002* koji na sebi ima oznaku — slovo »*B*« crvene boje. Na filtru treba biti označen rok trajanja filtra, tj. datum do kojeg se filtar smije upotrebljavati. Čim se osjete prvi tragovi propuštanja klora ili ako je prošao rok trajanja filtru, filtar treba zamijeniti novim.

Na svakoj se pumpnoj stanici na kojoj se vrši kloriranje vode moraju uvijek nalaziti najmanje dvije plinske maske sa po dva rezervna filtra. Filtar, kada nije u upotrebi, mora s obje strane biti hermetički zatvoren odnosno smješten u hermetički zatvorenu kutiju.

Pri izmjeni boca s tekućim klorom ili bilo kakvih popravaka na instalaciji kloratora radnih treba imatig umeno ili polivinilsko odijelo ili barem pregaču, gumene rukavice i gumene čizme, da bi se osigurao od mogućih opeklina.

Nakon svake izmjene boca s tekućim klorom ili bilo kakvog rada na popravku kloratora, prije puštanja kloratora u rad mora se provjeriti da li svi spojevi dobro drže. Provjeravanje propuštanja klora vrši se amonijakom. Na vrh staklene ili plastične šipke stavi se komadić pamuka ili kudelje natopljene amonijakom. Natopljeni se pamuk prinosi blizu svih spojeva, pa ako dođe do pojave bijelog dima, siguran je znak da je došlo do propuštanja klora, a neispravno mjesto treba dovesti u ispravno stanje. Pri tom ispitivanju metalni dijelovi kloratora ne smiju se dodirivati natopljenim pamukam, jer amonijak djeluje na njih korodivno.

Ako se primijeti propuštanje klora iz boce uslijed neke pukotine, bocu treba učiniti bezopasnom, jer se istjecanje klora nikada neće samo po sebi zaustaviti, što više, djelovanjem vlade u zraku klor će sve više nagrizati ošte, ćeno mjesto i pukotina će se još više širiti. Privremeno zatvaranje nastale pukotine na boci može se pokušati začepiti čepom od suhog drva ili olova koje se priteže limenom obujmicom.

Za neutralizaciju oštećenih boca s tekućim klorom preporuča se na udaljenosti od najviše 10 m od ulaza u prostoriju kloratora izvesti jamu duboku 2 m, s promjerom od 1,5 m. Stijene i dno jame trebaju biti izvedeni vodonepropusno, a jamu treba napuniti vodom. Oštećenu bocu treba uroniti u vodu. Još je povoljnije, ako se prije uranjanja oštećene boce vodi doda kaustična soda ili gašeno vapno, da bi se klor potpuno vezao.

Ako uz pumpnu stanicu nije izvedena takva jama, neispravne boce treba zakopati u zemlju na dubini od 1,5 m na udaljenosti najmanje 10 m od najbliže stambene zgrade.

Ako pri radu dođe do nezgode — koja će u najvećem broju slučajeva biti posljedica nepridržavanja higijensko-tehničkih zaštitnih mjera — treba postupati na slijedeći način:

a) ako radnik pri radu nije bio zaštićen propisanom odjećom i obućom, pa je poprskan tekućim klorom ili klornom otopinom, onda s njega treba odmah skinuti radno odijelo. Klor uništava tkaninu i dolazi do kože pa može izazvati opekline i nadražaje po tijelu. Zatrovanu kožu treba prati velikom količinom vode, a povređenog radniak treba umotati u topli gunj i ostaviti ga da miruje u tišini;

b) ako je došlo do trovanja klorom, povređenog radnika treba odmah iznijeti iz zatrovane okoline i smjestiti ga da leži u mirnoj i toploj prostoriji, temperature ne niže od 20° C. Pri lakšem trovanju opekline grla mogu se ublažiti uzimanjem mlijeka. Kod težih slučajeva trovanja treba odmah pozvati liječnika.

7.3 ZAŠTITA OD HIDRAULIČKOG UDARA

7.31 Općenito o hidrauličkom udaru

Pod hidrauličkim udarom podrazumijeva se znanto povišenje ili sniženje pritiska u tlačnom cjevovodu. On nastupa kao posljedica naglog smanjenja ili povećanja brzine strujanaj u cjevovodu. Što se više i što se brže mijenja brzina strujanja vode, to je jači hidraulički udar, tj. to je veća promjena pritiska Δp. Ovaj udarni pritisak Δp može biti pozitivan ili negativan. U prvom slučaju pri udaru se pritisak u cijevima povećava, a u drugom slučaju pritisak se u cijevima smanjuje. U oba slučaja udarni pritisak može prouzročiti lom cjevo-

voda. Evidencije o lomovima cijevi u vodovodnih postrojenja pokazuju da je — ako se ne primjene posebne mjere za zaštitu od hidrauličkog udara — broj lomova cijevi uslijed hidrauličkog udara skoro pet puta veći od broja lomova cijevi uslijed svih ostalih uzroka zajedno.

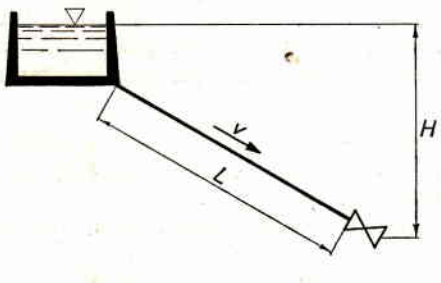
Hidraulički udar nastaje kod promjene brzine strujanja vode u tlačnom cjevovodu. Prema tome uzroci uslijed kojih dolazi do promjene tih brzina uzroci su i pojavi hidrauličkog udara. Do pojave hidrauličkog udara općenito dolazi uslijed slijedećih osnovnih uzroka:

a) otvaranje ili zatvaranje različitih zapornih organa (zasuna, ventila, zaklopki itd);
b) iznenadno zaustavljanje pumpa koje dobavljaju vodu u cjevovod — uslijed prekida u opskrbi električnom energijom ili drugih uzroka.

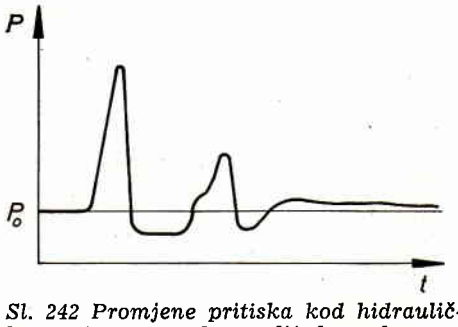
a) Hidraulički udar pri zatvaranju zasuna

Pretpostavimo da voda iz nekod rezervoara gravitacijom struji brzinom v kroz tlačni cjevovod sl. 241). Na dužini cjevovoda L nalazi se ugrađen zasun, koji se naglo zatvori. Time je naglo prekinuto gibanje mase vode po cjevovodu, a kod zaustavljanja mase vode njena se kinetička energija pretvara u potencijalnu energiju i dolazi do porasta pritiska. Kod toga će se najprije zaustaviti slojevi tekućine neposredno uz zasun, pa će tu najprije doći i do porasta pritiska. Zatim će se — ovisno o zaustavljanju ostalih slojeva tekućine — porast pritiska naglo širiti od zasuna prema rezervoaru.

Porast pritiska, koji se širi po cjevovodu velikom brzinom,izaziva tlačenje tekućine i širenje stijenki cijevi. Ova se elastična deformacia tekućine i cijevi vrši brzinom rasprostiranja porasta pritiska duž cjevovoda. Brzina se rasprostiranja elastičnih deformacija naziva brzinom rasprostiranja udarnog vala.



Sl. 241 Nastajanje hidrauličkog udara uslijed naglog zatvaranja zasuna



Sl. 242 Promjene pritiska kod hidrauličkog udara nastalog uslijed naglog zatvaranja zasuna

Nakon što je došlo do zaustavljanja i posljednjeg sloja tekućine u rezervoaru, pritisak na mjestu ugradnje zasuna postiže maksimalnu veličinu. Prema tome maksimalni pritisak ne nastupa u samom početku udara, nego neki — premda vrlo mali — trenutak iza početka porasta pritiska. Do toga dolazi uslijed elastičnosit tekućine i materijala cijevi.

Nakon što se je zaustavio i posljednji sloj tekućine u rezervoaru, sva tekućina u cjevovodu je stlačena i nalazi se pod većim pritiskom od pritiska u rezervoaru. Uslijed toga dolazi do gibanja tekućine od zasuna prema rezer-

voaru, pa u cjevovodu dolazi do sniženja pritiska — pojavljuje se povratni udarni val. Kada se sva tekućina ponovno umiri, ona se nalazi pod pritiskom manjim od pritiska u rezervoaru. Sada opet dolazi do gibanja tekućine u smjeru od rezervoara prema zatvorenom zasunu, pa opet dolazi do hidrauličkog udara. Ovaj drugi udarni val neće dovesti do tako velikog povišenja pritiska kao prvi val, jer se je u međuvremenu jedan dio energije tekućine utrošio na svladavanje otpore trenja tekućine o stijenku cjevovoda. Iza drugog udarnog vala dolazi do drugog povratnog vala i čitav se ciklus ponavlja sve dok gubici energije postepeno ne dovedu do potpunog prigušenja hidrauličkog udara. Na sl. 242. prikazan je dijagram promjene pritiska kod hidrauličkog udara kao funkcija vremena. Pri tom je sa $p_o = \varrho \cdot g \cdot H_{st}$ označen pritisak u cjevovodu neposredno prije zatvaranja zasuna.

Ako se brzina rasprostiranja udarnog vala označi sa c, a brzina tekućine u cjevovodu neposredno prije udara sa v_o, porast pritiska Δ_p uslijed hidrauličkog udara može se izraziti formulom Žukovskog

$$\Delta p = p - p_o = \varrho\, v_o \cdot c \tag{87}$$

odnosno izraženo u metrima stupca tekućine

$$\Delta H = \frac{\Delta p}{\varrho\, g} = \frac{v_o \cdot c}{g} \tag{88}$$

Brzina rasprostiranja udarnog vala c ovisi o promjeru cjevovoda, o materijalu i debljini stijenke cjevovoda i o svojstvima tekućine. Za čelične i lijevane željezne cijevi brzina rasprostiranja udarnog vala iznosi oko 1000 *m/s*, za azbest-cementne cijevi oko 700 *m/s*, a za gumene cijevi — tek nekoliko desetaka metara u sekundi.

Iz formule (88) slijedi da za metalne cijevi kod brzine rasprostiranja udarnog vala od 1000 *m/s* svaki metar izgubljene brzine daje povećanje pritiska — iznad pritiska koji je imalo mjesto u cijevi do zatvaranja zasuna — približno za 100 m.

Takvo povećanje pritisak nastupa u slučaju ako se potpuno zatvaranje zasuna vrši u vremenu t_z, manjem od vremena t_u koje je potrebno da udarni val prevali put od zasuna do rezervoara i natrag ($t_u = \frac{2L}{c}$, gdje je L [*m*] — dužina cjevovoda). Ako je vrijeme potpunog zatvaranja zasuna t_z veće od $t_u = \frac{2L}{c}$, porast pritisak je manji, to manji, što se polaganije zatvara zasun. U tom se slučaju porast pritiska može odrediti prema slijedećoj približnoj formuli

$$\Delta p = \varrho \cdot v_o \cdot c \frac{t_u}{t_z} \tag{89}$$

b) *Hidraulički udar pri naglom prekidu rada pumpe*

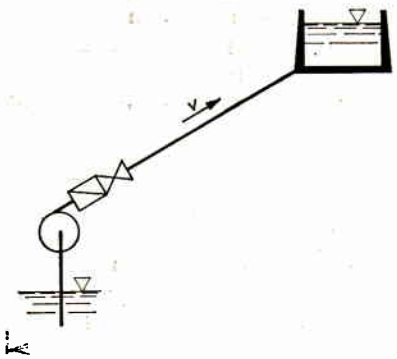
Pri naglom prekidu rada pumpe — ili kod naglog zatvaranja zasuna na tračnom cjevovodu neposredno iz pumpe (ls. 243) — tekućina se u cjevovodu uslijed inercije nastavlja gibati u prethodnom smjeru pa pojava hidrauličkog udara počinje sa sniženjem pritiska. Ovo početno sniženje pritiska i u ovom slučaju iznosi prema formuli Žukovskog $\Delta p = \quad \cdot v_o \cdot c \left(\Delta H = \frac{v_o \cdot c}{g}\right)$, a vrši

se s obzirom na radni pritisak pumpe, tj. s obzirom na trenutačnu manometarsku visinu dizanja pumpe neposredno prije hidrauličkog udara.

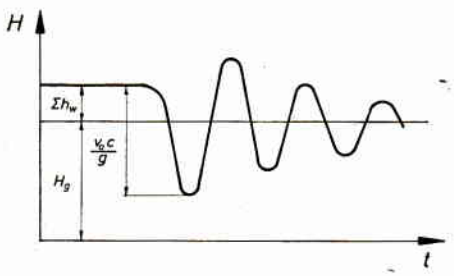
Promjena pritiska kod hidrauličkog udara nastalog uslijed naglog zaustavljanja pumpe vrši se prema sl. 244. Nakon zaustavljanja pumpe pritisak pada od linije manometarskog pritiska H za veličinu $\frac{v_o\, c}{g}$ te pada niže od linije statičkog pritiska (geodetske visine dizanja) H_g za veličinu $\frac{v_o \cdot c}{g} - \Sigma h_w$, gdje je Σh_w — pad pritiska uslijed otpora trenja. Dalje kolebanje pritiska vrši se oko linije statičkog pritiska. Pritisak se diže iznad statičkog za istu onu veličinu za koju se je prije spustio ispod linije statičkog pritisak, tj. za $\frac{v_o \cdot c}{g} - \Sigma h_w$. Daljnjim oscilacijama udarnog vala sve se veći dio energije tekućine troši na svladavanje otpora trenja tekućine o stijenku cjevovoda, sve dok ovi gubici energije ne dovedu do potpunog prigušenja hidrauličkog udara.

Iz sl. 248. vidljivo je da maksimalni pritisak H_{max} u cjevovodu uslijed hidrauličkog udara poprima veličinu

$$H_{max} = H_g + \frac{v_o \cdot c}{g} - \Sigma h_w \tag{90}$$



Sl. 243 Nastajanje hidrauličnog udara uslijed naglog zaustavljanja pumpe



Sl. 244 Promjena pritiska kod hidrauličkog udara nastalog uslijed naslog zaustavljanja pumpe

Prema tome veličina hidrauličkog udara ne ovisi samo o geodetskoj visini dizanja i brzini tekućine u cjevovodu, već i o otporima u cjevovodu odnosno drugim riječima o dužini cjevovoda.

Očigledno da hidraulički udar neće biti opasan za cjevovode kod kojih maksimalna veličina udara ne prelazi normalni radni pritisak u cjevovodu. Ako sa H označimo manometarsku visinu dizanja pumpe za vrijeme njenog rada, onda će to ujedno biti i maksimalni pritisak u cjevovodu u uvjetima njegovog normalnog rada. Prema tome za cjevovod neće biti nikakve opasnosti sve dok je $H_{max} = H$. Ako se u jednadžbu (90) za H_{max} uvrsti H, onda možemo napisati

$$H = H_g + \frac{v_o \cdot c}{g} - \Sigma h_w \qquad H - H_g = \frac{v_o \cdot c}{g} - \Sigma h_w$$

Razlika između manometarske i geodetske visine dizanja jednaka je hidrauličkim otporima u cjevovodu, tj. $H - H_g = \Sigma h_w$. Dakle,

$$\Sigma h_w = \frac{v_o \cdot c}{g} - \Sigma h_w \qquad 2\Sigma h_w = \frac{v_o \cdot c}{g} \tag{91}$$

S obzirom na to da se kod dugačkog cjevovoda mogu zanemariti pojedinačni otpori armatura i fazonskih komada, onda za otpore u cjevovodu vrijedi izraz (5) u obliku

$$\Sigma h_w = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{v_o^2}{2g}$$

Uvrštavanjem ovog izraza u jednadžbu (91) dolazimo do potrebne minimalne dužine cjevovoda L_{min} [m], koja će zadovoljiti postavljane uvjete

$$L_{min} = \frac{c \cdot d}{\lambda \cdot v_o} \tag{92}$$

Izraz (92) daje minimalnu bezopasnu dužinu cjevovoda, tj. onu dužinu kod koje veličina hidrauličkog udara neće prerasti radni pritisak.

Formule (90) i (92) trebaju se uzeti s izvjesnom rezervom, tj. njihovi rezultati daju samo približne vrijednosti, jer ne uzimaju u obzir sve faktore vezane uz pojavu hidrauličkog udara. Na veličinu hidrauličkog udara utječe i uzdužni profil cjevovoda, a osim toga, ako pumpni agregat ima znatnu inerciju onda pad pritiska nakon zaustavljanja pumpe bit će manji od veličine $\frac{v_o \cdot c}{g}$.

7.32 Sredstva zaštite od hidrauličkog udara

Klinasti zasuni zatvaraju prohodni presjek cijevi vrlo nejednoliko. Zbog toga se na početku otvaranja i na završetku zatvaranja zasuna brzine strujanja vode u cjevovodima znatno mijenjaju. Ove promjene brzina strujanja mogu izazvati hidraulički udar znatne veličine.

Za sprečavanje ili smanjenje hidrauličkog udara potrebno je da se otvaranje i zatvaranje svih zapornih organa na cjevovodu vrši dovoljno polagano. Naročito treba preporučiti usporeno otvaranje odnosno zatvaranje zasuna na prvoj odnosno posljednjoj četvrtini promjera cijevi.

Ugrađivanjem odzračnih ventila na poviešna mjesta tlačnog cjevovoda smanjit će se opasnost od hidrauličkog udara. Ako nema odzračnih ventila, voda se probija kroz zračne čepove — skupljene na povišenim mjestima cjevovoda — nejednoliko pri tom će se brzo izmjenjivati protok a time i brzina strujanja. Sve to pogoduje razvijanju hidrauličkog udara.

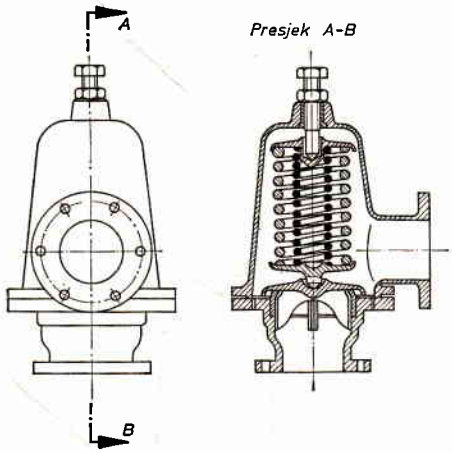
Ove mjere za otklanjanje uzroka hidrauličkog udara često puta nisu dovoljne, pa je u nizu slučajeva vodovodno postrojenje potrebno opskrbiti uređajima za zaštitu od hidrauličkih udara. Ovi uređaji obuhvaćaju

— sigurnosne ventile,
— zračne kotlove,

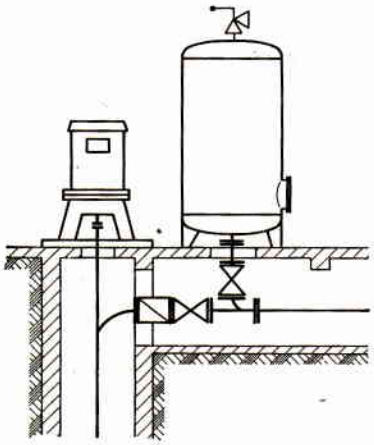
— amortizere udara,
— ugradnju zamašnjaka uz pumpu.

Sigurnosni se ventil (sl. 245) postavlja na cjevovod u neposrednoj blizini mjesta kod kojeg može nastupiti hidraulički udar (ispred zasuna, povratne zaklopke i sl.). Pri određenom porastu pritiska u cjevovodu ventil se otvara i izbacuje dio vode kroz bočni otvor. Uslijed toga se priitsak u cjevovodu smanjuje, opruga vrati pladanj ventila na njegovo sjedište i zatvara prolaz vode. Kod dovoljno jakog povratnog udarnog vala može doći i do ponovnog otvaranja sigurnosnog ventila, pa se proces nastavlja.

Amortiziranje hidrauličkog udara zračnim kotlom izvodi se tako da se na tlačni cjevovod, neposredno iza povratne zaklopke (sl. 246), priključi zračni



Sl. 245 Sigurnosni ventil za zaštitu od hidrauličkog udara



Sl. 346 Ugradnja zračnog kotla za zaštitu od hidrauličkog udara

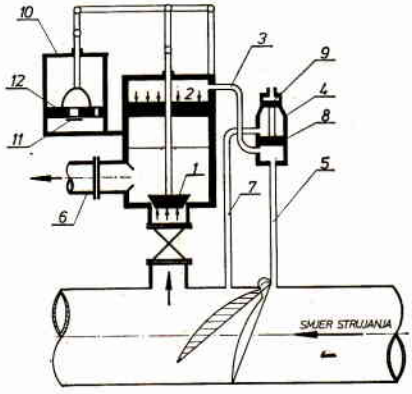
kotao odgovarajuće zapremnine. Kotao je djelomično ispunjen vodom, dok je preostali dio zapremnine kotla ispunjen zrakom. Pritisak je vode u kotlu jednak radnom pritisku pumpe, a s obzirom na ravnotežu, i zrak se nalazi pod istim pritiskom. Kod naglog prestanka rada pumpe u tlačnom cjevovodu dolazi do smanjenja pritiska, pa se prak u kotlu širi i potiskuje vodu iz kotla u cjevovod. Kod povratnog udarnog vala i porasta pritiska voda iz cjevovoda ulazi u kotao i komprimira zrak u njemu. Ovim amortizacionim i akumulacionim djelovanjem zračnog kotla smanjuju se oscilacije pritiska i prigušuje hidraulički udar.

Premda su postrojenja sa zračnim kotlom vrlo sigurna u radu, njihova su nezgodna strana velike dimenzije zračnog kotla (oko 1—2% volumena cjevovoda koji se zaštićuje), a s tim u vezi i potreba za većom zgradom pumpne stanice. Osim toga potrebna je kontrola količine zraak u kotlu i njegovo povremeno nadopunjaavnje putem kompresora. Ugradnjom elemennata automatske regulacije dopuna zraka može se vršiti i automatski.

Najprikladniji je način amortiziranja hidrauličkog udara primjenom amortizera hidrauličkog udara. Njihov se princip sastoji u tom, što se u trenutku hidrauličkog udara amortizer otvara i iz cjevovoda izbacuje određenu količinu vode, a poslije se smirenja hidrauličkog udara automatski polako zatvara.

Amortizer se hidrauličkog udara postavlja na tlačnom cjevovodu neposredno iza povratne zaklopke, a ispusna cijev amortizera odvodi vodu natrag u dovodni rezervoar ili u kanalizaciju.

Amortizer je hidrauličkog udara shematski prikazan na sl. 247. Amortizer se sastoji od tri osnovna elementa: samog amortizera, razvodnika i hidraulične kočnice. Razvodnik spaja prostor iznad klipa amortizera s tlačnim cjevovodom ispred i iza povratne zaklopke i osigurava automatsko otvaranje i zatvaranje amortizera. Hidraulična kočnica ima zadatak da polako zatvara amortizer i time sprečava stvaranje hidrauličkog udara kod njegovog zatvaranja.



Sl. 247 Amortizer hidrauličkog udara
1 — ventil; 2 — klip amortizera; 3, 5, 7 — spojne cijevi; 4 — cilindar razvodnika; 6 — ispusna cijev; 8, 9 — klipovi razvodnika; 10 — cilindar hidraulične kočnice; 11 — ventil; 12 — klip hidraulične kočnice

Kod normalnog je reda pumpnog agregata amortizer zatvoren. Radni pritisak u tlačnom cjevovodu preko spojnih cijevi (5) i (3) djeluje na klip (2) amortizera, koji ima veću površinu od pladnja ventila (1), na koji djeluje isti pritisak. Pri naglom prekidu rada pumpe povratna se zaklopka u tlačnom cjevovodu zatvara, a pritisak u cjevovodu iza povratne zaklopke najprije pada, a onda naglo poraste (v. sl. 244). Sada na pladanj ventila (1) djeluje sila veća od one na klip (2). Ventil (1) se otvara i ispušta dio vode kroz ispusnu cijev 6), pa se udarni val smiruje.

Nakon smirenja udara počinje proces automatskog zatvaranja amortizera. Iz cjevovoda se iza povratne zaklopke prenosi pritisak po cijevi (7) u prostor lzmeđu klipova (9) i (8) cilindra (4) razvodnika. Klipovi (9) i (8) nalaze se na zajedničkoj klipnjači, a kako je površina klipa (8) veća od površine klipa (9), dolazi do pomicanja klipova prema dolje. Kada se klip (8) spusti niže od priključka cijevi (3), prostor iznad klipa (2) amortizera spojen je cijevima (3) i (7) s područjem višeg pritisak u tlačnom cjevovodu.

S obzirom da sada i na klip (2) i na ventil (1) djeluje isti pritisak — a jer je površina klipa (2) veća od površine pladnja ventila (1) — klip (2) i ventil (1), koji su povezani zajedničkom klipnjačom, spuštaju se prema dolje i ventil (1) se zatvara. Polagano zatvaranje ventila (1) osigurava se hidrauličnom kočnicom (10).

Pri otvaranju ventila (1), tj. njegovog pomicanja prema gore, klip se (12) hidraulične kočnice pomiče isto prema gore. Pri tom ulje iz gornjeg dijela cilindra prolazi u donji dio kroz dva otvora u klipu i amortizer se brzo otvara. Pri zatvaranju ventila (1), tj. njegovog pomicanja prema dolje i klip (12) pomiče

se u svom cilindru prema dolje. Pri tom se veći otvor u klipu zatvara ventilom (11). Prolaženje ulja iz donjeg dijela cilindra hidraulične kočnice u gornji dio vrši se polagano — jer ze moguće samo kroz manji otvor u klipu — uslijed čega se i ventil (1) polagano zatvara.

Nakon pokretanja pumpe klipovi (9) i (8) podižu se i zauzimaju krajnji gornji položaj. Klip je (8) uravnotežen s gornje i s donje strane, a na klip (9) s donje strane djeluje radni pritisak pumpe, a s gornje strane atmosferski pritisak. Na taj se način amortizer hidrauličkog udara nakon pokretanja pumpe automatski dovodi u svoj početni položaj i spreman je za ponovno djelovanje.

Jednu od mjera za smanjenje hidrauličkog udara predstavlja i ugradnja zamašnjaka između pumpe i pogonskog motora. Akumuliranom energijom zamašnjak će djelovati na produženje rada pumpe i nakon prestanka rada pogonskog motora odnosno spriječit će naglo zaustavljanje pumpe. Korisna je primjena zamašnjaka većinom moguća samo kod brzohodnih pumpa. Primjer ugradnje zamašnjaka kao mjere zaštite od hidrauličkog udara prikazan je na sl. 248.

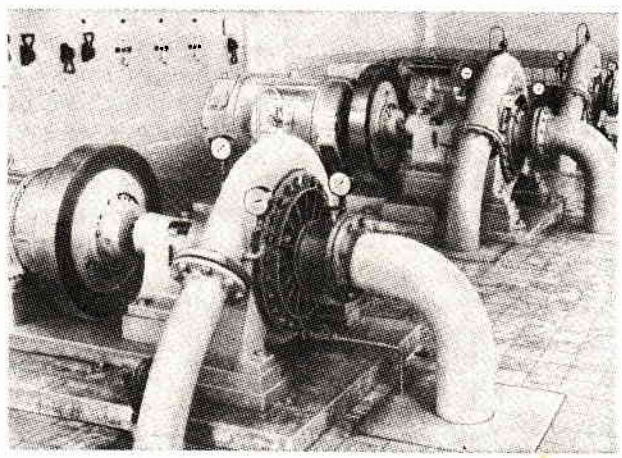
8. AUTOMATIZACIJA PUMPNIH STANICA

8.1 OPĆENITO O AUTOMATIZACIJI VODOOPSKRBE

8.11 Svrha i mogućnosti automatizacije u vodoopskrbi

Suvremeni složeni vodoopskrbni sustavi obuhvaćaju čitav niz različitih pogonskih postrojenja i široko razgranatu opskrbnu mrežu pri čemu između pojedinih elemenata svakog vodoopskrbnog sustava postoje strogo određene međuzavisnosti. Održavanje tih međuzavisnosti ne može se prepustiti samo ljudskom faktoru, jer on u tako složenim uvjetima rada ne predstavlja više dovoljnu garanciju za sigurnu opskrbu vodom mnogobrojnih potrošača i ekonomičnost pogona.

Prema tome pogonsko eksploatacioni uvjeti, a prvenstveno sigurnost pogona, uvjetovali su brzi razvitak i široku primjenu elemenata automatizacije u



Sl. 248 Ugradnja zamašnjaka kao mjera zaštite od hidrauličnog udara

vodoopskrbi. Upravljanje čitavim vodoopskrbnim sustavima već se vrši samo iz jednog ili iz nekoliko upravljačkih centara, a automatska kontroma i daljinski prijenos mjernih vrijednosti i signalizacije omogućili su sigurnu zaštitu od mehaničkih i električnih ošxećenja, provođenje kotinuiranih mjerenja električkih i neelektričkih veličina, signalizaciju određenih položaja mehanizma, kritičnih stanja pogona i sl.

U svrhu postavljanja definicije može se reći da se pod automatizacijom vodoopskrbe podrazumijeva primjena uređaja telemehanike i regulacione tehnike u postrojenjima javne vodoopskrbe s ovim ciljevima:

1) povećanje pogonske sigurnosti,
2) povećanje ekonomičnosti,
3) osiguranje potrebne kvalitete vode,
4) svrsishodnije vođenje pogona,
5) uklanjanje teškog fizičkog rada.

U vodoopskrbi mogu se automatizirati:

a) pojedini postupci u vodovodnim vogonima ili opskrbnim područjima, npr. sigurnosna automatika pri pokretanju pumpa ili pogon pumpnog agregata u ovisnosti o vodostaju u bunaru ili pripadnom rezervoaru. Ovakva automatizacija naziva se pojedinačna automatizacija;
b) cijeli pogoni, npr. kompletno filtarsko postrojenje. Ovakva se automatizacija naziva pogonska automatizacija, a ostvaruje se istovremenom primjenom više sredstava automatizacije;
c) cijeli vodovodi, npr. cjelokupna vodoopskrba jednog grada. Ovakva se automatizacija naziva grupna automatizacija;
d) cijele grupe nekoliko vodovoda, npr. kompletan vodoopskrbni sustav nekog šireg vodoopskrbnog područja. Ovakva se automatizacija naziva centralna automatizacija.

Prema stupnju automatizacije razlikuju se dva osnovna oblika primjene automatizacije i to:

a) potpuna automatizacija u koje je ljudska djelatnost ograničena — uz održavanje postrojenja — samo na prigodno namještanje željenih pogonskih stanja. Namještene vrijednosti postižu se i održavaju automatski primjenom regulatora.
b) poluautomatizacija pri kojoj se odabrane pogonske vrijednosti namještaju s vremena na vrijeme ručno na licu mjesta, a potrebni se nalozi prenose sredktvima daljinskog upravljanja.

S obzirom na mogućnost i svrsishodnost primjene automatizacije u vodoopskrbi mogu se postaviti slijedeća osnovna pravila:

1) pojedini radni postupci kao i mali pogoni smješteni na relativno uskom području lako se automatiziraju bilo primjenom pojedinačne automatizacije bilo primjenom grupne automatizacije;
2) mali vodovodi s jednostavnim međuodnosima pojedinih elemenata vodoopskrbnog sustava mogu se jednostavnije i jeftinije automatizirati nego u slučaju velikih vodovoda. Međutim, kod neznatnih protočnih količina vode mogućnosti uspjeha automatizacije s ekonomske točke gledišta u pravilu tako su male da se investicije ne isplate odnosno isplate se samo u ograničenom opsegu.
3) kod uređaja za pročišćavanje vode u pravilu je teško izvršiti potpunu automatizaciju odnosno takva automatizacija zahtijeva vrlo velika investiciona

ulaganja. Zbog toga je u takvim slučajevima korisnije primijeniti pojedinačnu automatijaciju, npr. automatsko doziranje kemikalija.

Primjeni je automatizacije u vodoopskrbi bila posvećena i jedna tema Međunarodnog vodoopskrbnog kongresa održanog 1961. godine u Berlinu. Na temelju nacionalnih izvještaja o automatizaciji vodoopskrbe iz 17 zemalja dani su i određeni zaključci. Neki od njih spomenut će se u ovom radu.

1) Automatizacija pruža otpimalne radne uvjete poslužnom osoblju vodoopskrbnih postrojenja.
2) Automatizacija povećava pouzdanost i pogonsku sigurnost cijelog vodoopskrbnog sustava.
3) Automatizacija omogućava bolje pročišćavanje i dezinfekciju vode.
4) Automatizacija povećava proizvodnost vodoopskrbnog postrojenja i produktivnost rada, ali zahtijeva veće kvalifikacije radne snage.
5) Uspješna je automatizacija moguća samo kod visokog stupnja mehanizacije vodoopskrbnog sustava. Automatizacija starih vodovodnih postrojenja bez potrebnog nivoa mehanizacije bit će nešto teža i može zahtijevati veće investicije za dodatno prilagođivanje uređaja.
6) Vrlo je važno da svi aparati i oprema az automatizaciju vodoopskrbe budu projektirani naročito za tu svrhu. Iskustvo je pokazalo da adaptacija opreme konstruirane za druge svrhe industriju, transport itd) često ne može dati odgovarajuće rezultate i pobuđuje sumnju u pouzdanost automatizacije. Možebitna upotreba takve opreme — čak nakon potrebnog podešavanja — zahtijeva osobit oprez i duža ispitivanja.
7) Investiciona ulaganja u automatizaciju nisu posebno velika i kod ispravne primjene amortiziraju se u vrlo kratkom vremenu (3 — 4 godine. Naravno da ekonomski faktori prvenstveno zavise o lokalnim uvjetima, pa odabiranje uspješnih metoda kontrole i regulacije zahtijeva pažljivo razmatranje svih faktora koji utječu na rad bilo kojeg vodoopskrbnog postrojenja.

Treba spomenuti da prema analizama koje su vršene u inozemstvu, kod gradskih vodoopskrbnih sustava s daljinskim upravljanjem postignute su slijedeće pogonske uštede u odnosu na klasični sustav:

smanjenje broja poslužnog osoblja	55 — 75%
smanjenje kvarova postrojenja	75 — 80%
ušteda na tekućem održavanju	30 — 35%
povećanje vijeka trajanja postrojenja	30 — 35%

Prema istim analizama smanjenjem pogonskih troškova investicioni troškovi ulaganja u automatizaciju amortizirali su se već u roku od nekoliko godina. Pri tom investicioni troškovi za automatizaciju pumpnih stanica u pravilu nisu prelazili iznos od 5% ukupnih investicionih ulaganja u pumpnu stanicu.

8.12 Elementi automatizacije

Svaka automatizacija zahtijeva utvrđivanje pogonskog stanja mjerenjem ili barem signalizacijom postignutih i unaprijed zadanih graničnih vrijednosti. Te mjerene ili signalizirane veličine djeluju na regulacioni uređaj koji automatski namješta propisane mu pogonske vrijednosti i sredstvima dalijnskog upravljanja prenosi naloge na postavne članove.

Mjerenje: U vodoopskrbnim postrojenjima mjeri se:

vodostaj,
protočna količina vode,
pritisak.

fizikalne i kemijske veličine:	**pogonske vrijednosti:**
temperatura,	broj okretaja,
sadržaj klora,	utrošak snage,
sadržaj fosfata,	napon,
sadržaj soli,	jačina struje,
mutnoća,	frekvencija i sl.
tvrdoća,	
vodljivost,	
pH vrijednost i sl;	

Praćenje se ovih veličina vrši mjernim instrumentima u kojima osjetljivi mjerni element reagira na promjenu mjerene veličine te mijenja svoja svojstva ili dimenzije. Pri tom se u svrhu daljinskog mjerenja ili regulacije neelektričke mjerne veličine pretvaraju u električke, a mjerenje mnogih fizikalnih i kemijskih veličina ne vrši se direktno nego posredno. Tako se npr. sadržaj soli utvrđuje mjerenjem električke vodljivosti, pri čemu se međusobni odnos određuje baždarenjem.

Regulacija. Primjena automatskih regulatora, u užem smislu, ograničena je u vodoopskrbi samo na pojedinačne zadatke naročito pri uređajima za doziranje kemikalija. U širem smislu mogu se pod uređaje za regulaciju ubrojiti i regulacija vodostaja u rezervoarima i uklaapnje pumpa zavisno o pritisku ili o protoku odnosno na crpilištu regulacija dobave pumpa zavisno o vodostaju u pojedinom bunaru.

Slijedno uklapanje i blokiranje. Slijedna uklapanja i blokiranja našla su svoju primjenu u vodoopskrbnoj tehnici, u prvom redu kao element pogonske sigurnosti, npr. blokiranje pumpe kada vodostaj u bunaru padne ispod dopuštenog minimuma. Slijedna uklapanja oslobađaju naredno uklopno stanje tek onda kada je već izvršeno prethodno. Tako npr. otvaranje zasuna na tlačnom cjevovodu vrši se tek pošto je pumpa prihvatila. Kod slijednog uklapanja često se puta uvode i vremenski zavisni članovi koji dotičnom uklopnom stanju pridodaju i neke određeno vrijeme zadržavanja ili mjerni članovi koji osiguravaju potrebnu kvalitativnu zavisnost.

Signalizacija. U vodoopskrbi je najčešće dovoljno da se samo utvrde granice određenih stanja i prema potrebi daljinski prenose ili iskoriste za postizavanje određenih uklopnih stanja. Takvi su signalni uređaji tehnički vrlo jednostavni i pouzdani, jer se većinom traži samo ograničena točnost i dopuštaju velike tolerancije. Međutim, sam prijenos signala zahtijeva veću sigurnost nego prijenos mjernih veličina, jer ako se u radu bilo kojeg elementa postrojenja dogodi neka promjena koja nije poticana iz komandnog mjesta u komandnoj prostoriji treba da se pojavi svjetlosni i zvučni signal.

Daljinsko upravljanje. S obzirom na ograničene mogućnosti mehaničkih, pneumatskih i hidrauličkih metoda daljinskog prenošenja podataka i daljinskog upravljanja u vodoopskrbi se prvenstveno primijenjuju električke metode. U električkih metoda prijenosa dolaze u obzir tri načina:

1) direktna galvanska veza između davača i primača zračnim vodom ili kabelom;
2) višestruko korištenje prijenosnog kanala pomoću
   — vremenskog kodiranja (prijenos impulsno-vremenskih telegrama),
   — frekventnog kodiranja (prijenos impulsno-frekventnih telegrama);

3) bežična veza.

Za primjenu direktne galvanske veze općenito se može reći da je svrsishodna za udaljenosti od nekoliko kilometara. Međutim, hoće li se odabrati prijenos s više žica ili višestruko koristiti jedna linija zavisit će u velikoj mjeri i o tom hoće li se koristiti već postojeći kabel ili treba polagati novi.

Od multipleksnih se sistema u vodoopskrbi gotovo isključivo primijenjuje vremensko kodiranje, jer zbog tromosti vode ima an raspolaganju dovoljno vremena za prijenos impulsno-vremenskih telegrama.

Ako ne stoji na raspolaganju kabel ili se ne može nabaviti ili položiti — ili se radi o velikim udaljenostima — ostaje mogućnost daljinskog prenošenja putem radio-veze. Ovdje treba spomenuti i primjenu UKV-uređaja u dežurnoj službi inspekcije. Opremanjem vozila inspekcije UKV-primopredajnicima omogućena je bežična veza svakog vozila sa centralom i samih vozila međusobno. To osigurava brzu intervenciju u slučaju loma cjevovoda ili kakvog drugog kvara.

Postavni članovi. U vodoopskrbi se koriste zasuni, prigušne zaklopke, povratne zaklopke itd. Već prema promjeru, vrsti i veličini postavnog člana za njihovo su pokretanje kod daljinskog upravljanja potrebni manji ili veći električni, pneumatski ili hidraulički servomotori. U električnih je servomotora važno da im u slučaju nestanka struje stoji na raspolaganju neki drugi izvor energije.

Krajnji položaji postavnih članova — a vrlo često i međupoložaji — kod automatiziranog pogona daljinski se prenose u komandnu prostoriju.

8.2 OSNOVNI ELEMENTI AUTOMATIZACIJE PUMPNIH STANICA

8.21 Izbor sheme automatizacije

Pumpne se stanice s obzirom na opremu i proces rada relativno lako automatiziraju pa se danas u tehnički naprednim zemljama sve nove ili rekonstruirane pumpne stanice — u pravilu — projektiraju kao automatske i to bez stalnog prisustva poslužnog osoblja.

Stupanj automatizacije pumpnih stanica može se jako razlikovati, ali općenito se u sadašnjem stadiju automatizacije vodoopskrbnih sustava podjela može izvršiti u dvije osnovne grupe:

— poluautomatizirane stanice u kojih sve naloge daje strojar ručno s kontrolnog pulta u samoj stanici ili daljinski sa centealnog kontrolnog pulta;

— potpuno automatizirane stanice u kojih se sav rad postrojenja vrši potpuno automatski, dok se svi potrebni radni parametri prenose strojaru daljinski pomoću određene signalizacije.

Stupanj primjene automatizacije zavisi o velikom broju faktora, a napose o stupnju odgovornosti pumpne stanice. Npr. za pumpne stanice koje dobavljaju sirovu vodu u postrojenje za pročišćavanje sa sigurnošću se može primijeniti ili potpuna automatizacija ili daljinsko upravljanje sa centralnog koontrolnog pulta. Čak kada bi takva pumpna stanica i ispala iz pogona, to ne bi imalo utjecaja na potrošače, jer postrojenje za pročišćavanje i rezervoari pročišćene vode imaju normalno dovoljan kapacitet da zadovolje potrebe u vremenskom razmaku od signalizacije kvara do ponovnog ospokobljavanja pumpne stanice za rad.

U pumpnih stanica za pročišćenu vodu dnosno stanica koje direktno opskrbljuju potrošače, i kratkotrajno ispadanje pumpa iz pogona može imati ozbiljne

posljedice i to naročito tamo gdje nema rezervoara s dovoljnom rezervom vode. U takvim je pumpnim stanicama potreban stalan nadzor stručnjaka odgovarajućih kvalifikacija, pa čak i onda ako su potpuno utomatizirane. Troškovi su takvog stručnjaka upravo neznatni u odnosu na štetu koja bi mogla nastati prekidom vodoopskrbe.

Sama shema automatizacije pumpne stanice prvenstveno ovisi o općoj koncepciji cjelokupne automatizacije odnosnog vodoopskrbnog sustava te o položaju pumpne stanice unutar tog sustava.

S obzirom na položaj pumpnih stanica unutar nekog vodoopskrbnog sustava razlikujemo ove slučajeve:

1) zajednički rad jednog rezervoara i jedne pumpe koja treba napuniti rezervoar, a voda se dobavlja iz bunara dovoljne izdašnosti. Ovo je najjednostavniji slučaj i kod toga se automatika sastoji samo od sklopnog uređaja ovisnog o vodostaju u rezervoaru;
2) zajednički rad jednog rezervoara i jedne pumpe koja treba napuniti rezervoar, ali je kapacitet pumpe veći od izdašnosti bunara. U ovom slučaju treba uzeti u obzir i vodostaj u bunaru, tako da se kod nekog minimalnog vodostaja u bunaru pumpa isklapa na svaki način;
3) zajednički rad jednog rezervoara i nekoliko pumpa iste ili različite snage. Pri tom se u praksi pojavljuju slijedeće potrebe:
   — rad jedne ili nekoliko pumpa da se što je moguće prije napuni rezervoar,
   — što je moguće bolje prilagođivanje izdašnosti pojedinih bunara,
   — kombinacija jednog i drugog zahtjeva s tim da se uzmu u obzir i pogonsko-ekonomski odnosi, npr. korištenje povoljnije tarife električne energije;
4) zajednički rad nekoliko rezervoara u više pumpnih stanica. Pri tom se mogu pojedine pumpe u raznim pumpnim stanicama upravljati prema čitavom nizu utjecajnih veličina, kao:
   — izdašnost pojedinih bunara,
   — najmanji potreban rad za dizanje vode ako pumpe leže na različitim visinskim kotama,
   — stupanj djelovanja pumpnog postrojenja;
   — iskustvena kvaliteta vode pojedinih bunara,
   — pouzdanost raspoloživih količina vode u određenim godišnjim dobima,
   — najpovoljnija tarifa električne energije.

U većini slučajeva pumpne stanice trebaju raditi potpuno automatski, tj. s uklapanjem i isklapanjem pumpnih agregata bez intervencije čovjeka. Međutim, u nizu slučajeva može se pokazati kao korisno daljinsko upravljanje pumpnom stanicom iz dispečerskog centra odakle se daje samo početni impuls za uklapanje ili isklapanje pumpnog agregata, dok se sve daljnje operacije pri pokretanju ili zaustavljanju vrše automatski.

Takvo se daljinsko upravljanje može pokazati korisno, na primjer, pri centraliziranom upravljanju crpilišta s većim brojem bunara, kod upravljanja pumpnim stanicama *I* i *II* zone sa složenim režimom rada kao i pri upravljanju specijalnim požarnim pumpama iz dispečarskog centra ili vatrogasne osmatračnice itd.

U velikih pumpnih stanica sa snažnim pumpnim agregatima, sa složenim sistemima ventilacije i hlađenja, s većim brojem zasuna — potpuna automatizacija s isključenjem poslužnog osoblja za sada je još otežana, jer shema automatizacije postaje složena i ne baš pouzdana.

U tim slučajevima, a također i onda kada je na pumpnoj stanici ugrađena oprema koja nije prikladna za automatizaciju, korisno je imati minimalno dežurno osoblje. Pri tom sve komande i kontrola procesa rada trebaju biti smješteni na lokalnoj komandnoj ploči u samoj pumpnoj stanici.

Poznato je da se u većini pumpnih stanica nalaze i radni i rezervni agregati. Automatsko ili daljinsko upravljanje radnim pumpnim agregatima korisno je u slučaju rada agregata s promjenljivim režimom pri čemu su potrebna česta preklapanja.

Na pumpnim stanicama s postojanim režimom rada, kada duže vrijeme radi jedan te isti broj radnih agregata, automatizacija njihovog upravljanja nije svrsishodna. Kod takvih se postrojenja promjena režima rada može izvršiti na licu mjesta povremenim obilaskom poslužnog osoblja. U danom slučaju treba preporučiti poluautomatsko upravljanje. Pri tom početni impuls za pokretanje ili zaustavljanje pumpnog agregata daje poslužno osoblje, a sve pomoćne operacije, povezane s pokretanjem ili zaustavljanjem, teku automatski prema određenom redoslijedu.

U pumpnih stanica s promjenljivim režimom rada u ovisnosti o dijagramu potrebe vode i osiguranja rezervne količine vode, može se pokazati svrsishodnim automatski rad samo jedne ili nekoliko radnih pumpa. Ostale pumpe u tom slučaju opet mogu raditi uz postojani režim i da se upravljaju povremenim obilaskom poslužnog osoblja. Takva shema u cjelini pojednostavljuje automatizaciju postrojenja.

U svih automatiziranih pumpnih stanica, kako s postojanim, tako i s promjenljivim režimom rada, pri ispadanju iz pogona radnog agregata treba se automatski uključiti rezervni agregat i raditi u režimu radnog agregata.

Do isklapanja radnog agregata uslijed smetnje može doći djelovanjem električne zaštite, npr. pri kratkom spoju ili preopterećenju elektromotora, kao i djelovanjem mehaničke zaštite, npr. kod pregrijavanja ležaja, zaklinjenja zasuna, naglog pada puitiska i sl.

Svaki pumpni agregat, koji radi automatski ili se daljinski upravlja, treba imati uređaj za upravljanje i na licu mjesta, što može biti potrebno kod remonta ili ispitivanja agregata. Pri tom treba postojati mogućnost upravljanja pojedinim elementima blokiranog agregata, npr. samo elektromotora, zasuna, pumpe.

Preklopka s automatskog ili daljinskog upravljanja na lokalno treba se nalaziti u neposrednoj blizini pumpnog agregata, a isto tako blizu agregata treba biti postavljena i sklopka za trenutačno zaustavljanje agregata u slučaju potrebe.

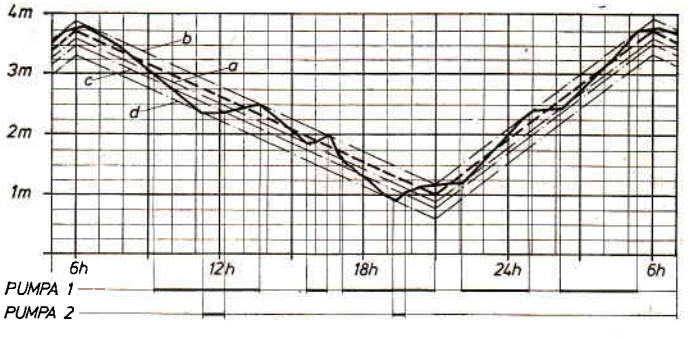
U pumpnih stanica s više pumpnih agregata omogućena je, kao funkcija potrošnje, stepenasta regulacija dobave postepenim uklapanjem pojedinih pumpa. Automatsko uklapanje može se izvesti zavisno o pritisku u tlačnom cjevovodu ili zavisno o protoku kroz cjevovod.

Ako bi se automatsko upravljanje izvelo zavisno o pritisku, pri padu pritiska pumpe bi se uklapale jedna za drugom, a pri porastu pritiska opet isklapale. Nezgodna je strana ove automatske regulacije dobavne pumpne stanice što se kod srednje i manje potrošnje mora proizvesti nepotrebno visok pritisak, da bi se na kraju opskrbne mreže još postigao dovoljan pritisak i kod najveće potrošnje. Zbog toga se danas, uglavnom, pumpe upravljaju zavisno o protoku odnosno kombinirano. Uključivanje se pak pumpe za osnovnu potrošnju vrši kontaktnim manometrom, dakle zavisno o pritisku, dok se dopunske pumpe uključuju i isključuju pomoću kontakta protočnog mjerila zavisno o protoku.

Uklanjanje pumpa zavisno o protoku u odnosu na uklapanje zavisno o pritisku ima ove prednosti:

1) znatnu uštedu na pogonskim troškovima zbog kraćeg vremena rada pumpe;
2) uštedu na investicionim troškovima. Potrebne su pumpe za manje pritiske, a manja je i potrebna snaga pogonskih motora;
3) moguća je primjena pumpa s položenijom karakteristikom, koja redovno imaju veće područje povoljnog stanja djelovanja od pumpa sa strmom karakteristikom.

Kada je potreban paralelan rad više pumpa, danas se sve više uvodi programsko upravljanje pumpama osobito onda ako se vodoopskrbna mreža napaja djelomično podzemnom vodom a djelomično izvorskom. Za programiranje je potrebno utvrditi dnevne potrebe vode kao funkciju vremena i pripadni vodostaj u rezervoaru nanijeti kao namještenu vrijednost na dnevni program. Pumpa će se samo onda staviti u pogon, ako dotok vode iz izvora ne bude dovoljan da održi vodostaj u rezervoaru iznad trenutačno namještene vrijednosti. Na taj se način izvorska voda uvijek potpuno iskorišćuje, a vrijeme se rada pumpa smanji na minimum.



Sl. 249 Dnevni program pumpne stanice pri programskom upravljanju

Na sl. 249. prikazana je principijelna postavka takvog dnevnog programa za pumpnu stanicu s dvije pumpe. Debela crtkana linija prikazuje namještenu vrijednost, a debela puna linija prikazuje mjerenu vrijednost — stvarni vodostaj u rezervoaru. Tanke crte točka-crta prikazuju: a — auklapanje pumpe 1; b — isklapanje pumpe 1; c — uklapanje pumpe 2; d — isklapanje pumpe 2.

8.22 Automatsko pokretanje pumpnih agregata

Jedan od osnovnih elemenata automatizacije vodovodnih postrojenja predočuje automatsko pokretanje i zaustavljanje pumpnih agregata. Pri tom je osnovno pitanje da li će se pokretanje i zaustavljanje pumpa vršiti pri zatvorenom ili pri otvorenom zasunu na tlačnom cjevovodu. Odgovor na to pitanje uvjetuje i odgovarajuću armaturu na tlačnom cjevovodu, a o tome ovisi i stupanj složenosti i troškovi automatike za upravljanje pumpama.

Problematika pokretanja pumpa i rad pumpa u prijelaznom razdoblju pokretanja teoretski još nisu dovoljno objašnjeni, bez ozbira na to što se u praktičnoj eksploataciji pokretanje centrifugalnih pumpa kod otvorenog zasuna uspješno primijenjuje u nizu slučajeva.

U današnjoj se pogonskoj praksi još uvijek najčešće vrši pokretanje centrifugalnih pumpa na klasičan način, tj. kod zatvorenog zasuna na tlačnom cjevovodu. Naime, pokretanje centrifugalne pumpe kod otvorenog zasuna zahtijeva detaljnu analizu uvjeta rada pumpe u svakom pojedinom slučaju, a za to su prvenstveno potrebne mehaničke korakteristike pumpe i pogonskog motora.

U daljnjem razmatranju analizirat će se mogućnosti automatskog pokretanja centrifugalnih pumpa pri zatvorenom zasunu uz usporedni prikaz potrebnih operacija za pokretanje kod otvorenog zasuna na tlačnom cjevovodu.

Redoslijed operacija pri automatskom pokretanju pumpnog agregata u prvom redu određuje crsta pumpe, tj. da li se radio horizontalnoj ili vertikalnoj pumpi. Ali u jednom i u drugom slučaju treba održavati određen slijed djelovanja i potrebnih blokiranja te treba biti isključena mogućnost odstupanja od zadanog režima. Osim toga treba biti osigurana zaštita agregata od svih možebitnih električnih i hidrauličkih smetnji.

a) Pokretanje horizontalnih centrifugalnih pumpa

Redoslijed operacija pri pokretanju horizontalne centrifugalne pumpe ovisi o položaju pumpe s obzirom na nivo vode koja se crpi, a pri tom razlikujemo slijedeće slučajeve:

1) simetrala je pumpe iznad nivoa vode koja se crpi — prethodno zalijevanje pumpe vrši se
   a) iz tlačnog cjevovoda,
   b) vakuumpumpom;
2) simetrala je pumpe stalno ispod nivoa vode koja se crpi
— pumpa je zalivena.

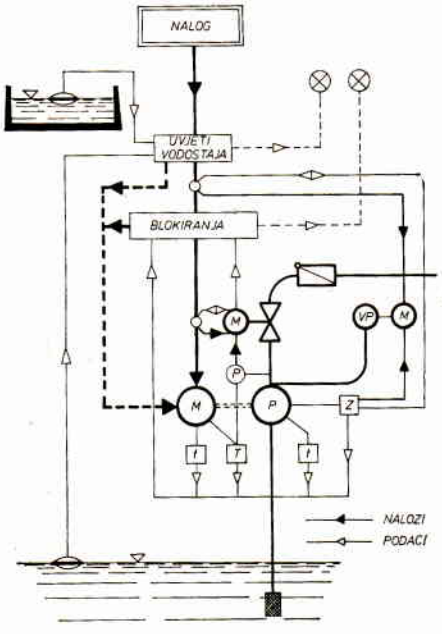
Slučaj 1a —

Pumpa je smještena iznad nivoa vode koja se crpi, a prethodno se zalijevanje pumpe vrši iz tlačnog cjevovoda.

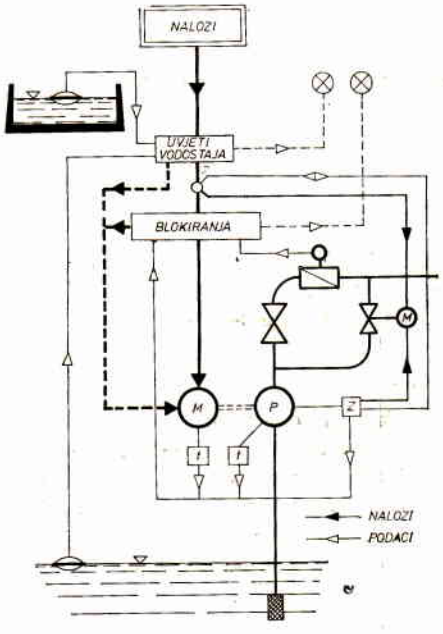
Nakon izdavanja naloga za uključivanje pumpe slijedi redoslijed automatskih operacija i međukontrola (v. shematski prikaz na sl. 250):

1. Kontrola vodostaja. Uključivanje je pumpe moguće tek ako su ispunjeni postavljeni uvjeti vodostaja u bunaru ili rezervoaru iz toga se crpi voda i uvjeti vodostaja u rezervoaru koji se puni. Unaprijed zadani minimalni vodostaj u bunaru odnosno maksimalni vodostaj u rezervoaru koji se puni ne smije se prekoračiti. Ako vodostaj za vrijeme rada pumpe dosegne bilo koju postavljenu granicu, pumpa se automatski isključuje. Ponovno je uključivanje pumpe moguće tek pošto vodostaj opet postigne određenu veličinu odnosno dođe unutar unaprijed zadanih granica rada pumpe. U tom se slučaju uključivanje pumpe vrći automatski — ukoliko su istovremeno ispunjeni i ostali postavljeni uvjeti.
2. Kontrola zalijevanja. Prije nego što se daje impuls za otvaranje zasuna (1) na mimovodu za zalijevanje pumpe odgovarajućim relejem »z« kontrolira se da li je pumpa zalivena. Tek ako pumpa nije zalivena, daje se nalog za otvaranje zasuna (1) za zalijevanje pumpe.
3. Otvaranje zasuna za zalijevanje pumpe. — Otvaranjem zasuna (1) na mimovodu vrši se punjenje kućišta pumpe i usisnog cjevovoda vodom.
4. Kontrola izvršenog zalijevanja.
5. Zatvaranje zasuna za zalijevanje — Nakon izvršenog zalijevanja relej »z« zatvara strujni krug naloga za zatvaranje zasuna na mimovodu i zasun se zatvara.

6. Kontrola položaja zasuna na tlačnom cjevovodu — Ako je zasun (2) na tlačnom cjevovodu ostao otvoren pri procesu zaustavljanja pumpe (npr. u slučaju nestanka struje) daje se nalog za zatvaranje zasuna.
7. Pokretanje elektromotora.
8. Otvaranje zasuna na tlačnom cjevovodu. Nakon što je pumpa postigla nazivni broj okretaja odnosno pošto se razvio odgovarajući pritisak, kontaktni manometar *p* daje nalog za otvaranje zasuna (2) na tlačnom cjevovodu.
9. Kontrola otvaranja zasuna na tlačnom cjevovodu. Ako se zasun (2) na tlačnom cjevovodu nije otvorio u određeno vrijeme nakon pokretanja elektromotora pumpe, vremenski relej »T« zaustavlja i blokira elektromotor.



Sl. 250 Putovi naloga i podataka pri pokretanju horizontalne centrifugalne pumpe — zalijevanje iz tlačnog cjevovoda



Sl. 251 Putovi naloga i podataka pri pokretanju horizontalne centrifugalne pumpe kod otvorenog zasuna na tlačnom cjevovodu

10. Pogonska kontrola. Za vrijeme rada pumpnog agregata kontaktnim se termometrima »*t*« kontrolira temperatura ležaja pumpe i motora. Čim temperatura jednog ležaja prekorači propisanu gornju granicu temperature, zaustavlja se pumpa i blokira elektromotor.

Zaustavljanje pumpnog agregata uslijed bilo kojeg uzroka smetnje ili postavljenih uvjeta vodostaja signalizira se odgovarajućom zvučnom i svjetlosnom signalizacijom.

Na sl. 251. shematski su prikazani putovi podataka i naloga u slučaju pokretanja pumpe pri otvorenom zasunu na tlačnom cjevovodu. Ovim usporednim prikazom lako se može uočiti kako je u ovom slučaju shema automatike

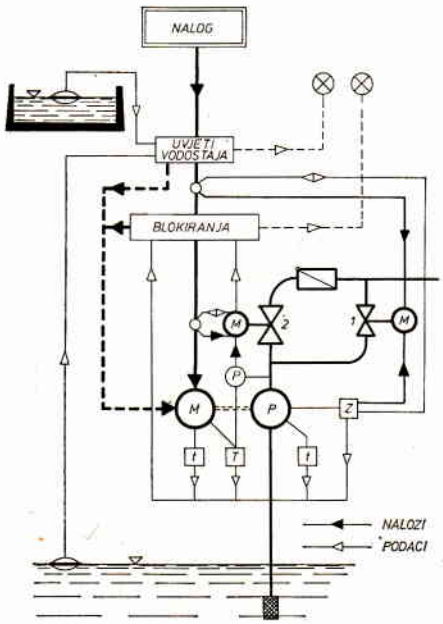
mnogo jednostavnija i da je potrebno manje opreme. Na tlačnom cjevovodu dovoljan je običan zasun bez elektromotornog pogona, nije potreban kontaktni manometar za davanje naloga za otvaranje zasuna, a otpada i vremenski relej kao osiguranje da se je zasun otvorio. Smanjuje se i broj potrebnih kontrolnih operacija i naloga, a samim tim postiže se i veća pogonska sigurnost.

Kao osiguranje da je pumpa prihvatila može se ugraditi odgovarajući kontakt u povratnu zaklopku, koji će u slučaju da se u određenom vremenu ne postigne minimalni protok isklopiti pumpu i blokirati pripadni strujni krug.

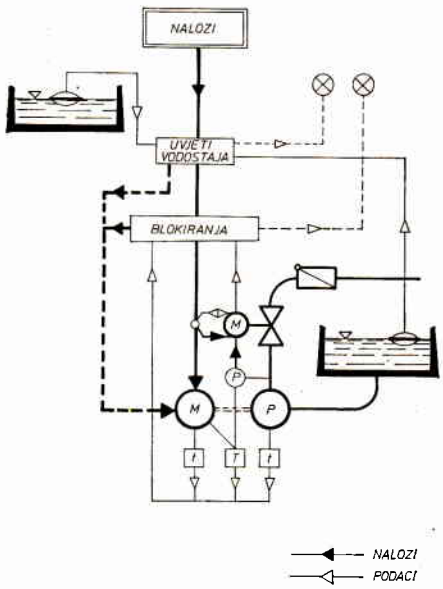
Slučaj 1 b

Pumpa je smještena iznad nivoa vode koja se crpi, a prethodno se zalijevanje pumpe vrši vakuumpumpom.

Nakon izdavanja naloga za uključivanje pumpe redoslijed automatskih operacija i međukontrola je isti kao i u prethodnom slučaju (1a), uz odgovarajuće razlike pri zalijevanju pumpe. Razlike su slijedeće (v. shematski prikaz na sl. 252).



Sl. 252 Putovi naloga i podataka pri pokretanju horizontalne centrifugalne pumpe — zalijevanje pomoću vakuumpumpe



Sl. 253 Putovi naloga i podataka pri pokretanju zalivene horizontalne centrifugalne pumpe

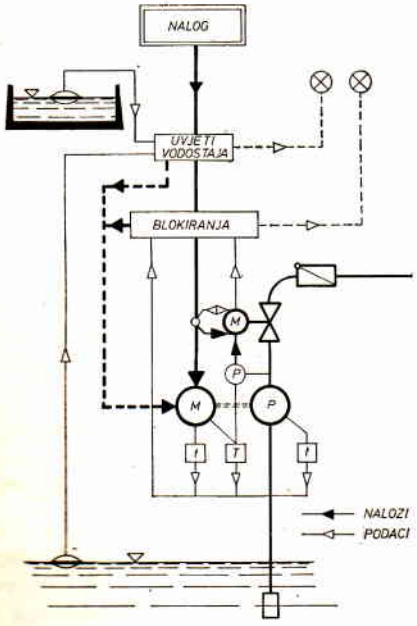
1. Uključivanje vakuumpumpe — Ako je preko kontrole zalijevanja utvrđeno da pumpa nije zalivena, daje se nalog za uključivanje elektromotora vakuumpumpe *VP* koja vrši evakuaciju usisnog cjevovoda i kućišta pumpe *P* i omogućuje njihovo zapunjenje vodom.
2. Kontrola izvršenog zalijevanja.
3. Isključenje vakuumpumpe. Nakon izvršenog zalijevanja relej »*z*« daje nalog za isključenje vakuumpumpe.

Slučaj 2 — Voda dotiče u pumpu — pumpa je stalno zalivena.

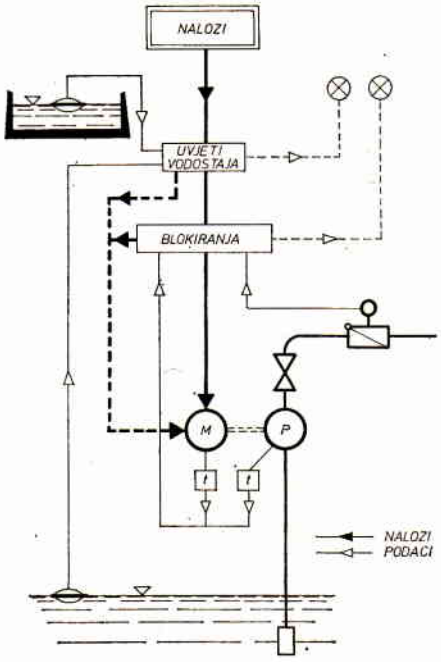
Broj operacija pri automatskom pokretanju i potrebne međukontrole u ovom se slučaju znatno smanjuju u odnosu na slučajeve pod (1), jer otpada potreba za zalijevanjem.

Prema tome nakon izdavanja naloga za uključivanje pumpe redoslijed je automatskih operacija i međukontrola u ovom slučaju slijedeći (v. shematski prikaz na sl. 253):

1. kontrola vodostaji,
2. kontrola položaja zasuna na tlačnom cjevovodu i eventualni nalog za zatvaranje zasuna,
3. pokretanje elektromotora,
4. otvaranje zasuna na tlačnom cjevovodu,
5. kontrola otvaranja zasuna na tlačnom cjevovodu,
6. pogonska kontrola.



Sl. 254 *Putovi naloga i podataka pri pokretanju vertikalne centrifugalne pumpe kod zatvorenog zasuna na tlačnom cjevovodu*



Sl. 255 Putovi naloga i podataka pri pokretanju vertikalne centrifugalne pumpe kod otvorenog zasuna na tlačnom cjevovodu

b) Pokretanje *vertikalnih centrifugalnih pumpa*

Automatsko je pokretanje vertikalnih pumpa mnogo jednostavnije od pokretanja horizontalnih pumpa, jer je u svakom slučaju pumpa uronjena u vodu i otpada potreba za njezinim zalijevanjem.

S obzirom na automatiku pri pokretanju pumpe, to je praktički isti slučaj kao i kod horizontalne pumpe s dotokom vode. Prema tome je isti i redoslijed automatskih operacija i međukontrola (v. shematski prikaz na sl. 254).

Koliko se pojednostavljuje automatika za pokretanje pumpnog agregata u slučaju pokretanja pri otvorenom zasunu na tlačnom cjevovodu najbolje ilustrira primjer pokretanja vertikalne centrifugalne pumpe (v. shematski prikaz na sl. 255). U ovom se slučaju sva automatika svodi samo na održavanje postavljenih uvjeta vodostaja i osiguranje da je pumpa prihvatila — kontakt na povratnoj zaklopki te pogonska kontrola temperatura ležaja.

8.23 Automatsko kloriranje

Pri svakom je kloriranju od osnovne važnosti održati određenu koncentraciju klora. Ona treba biti dovoljna da uništi sve bakterije, ali opet ne tako visoka da daje miris i okus vodi. Slobodni klor, tj. klor koji je ostao nakon vremena reakcije ima brzo i snažno baktericidno djelovanje. Primijenjena doza klora i vrijeme reakcije usko su povezani. Pri tom postoji neupravna proporcionalnost između količine slobodnog klora i vremenskog razdoblja u kojem se postiže dezinfekcija vode.

Kloriranje se vrši na tri načina i to:

1) ručnim podešavanjem količine klora,
2) automatskim doziranjem već prema protočnoj količini vode,
3) automatskim doziranjem već prema postignutoj koncentraciji slobodnog klora.

Pri potpuno ručnoj regulaciji regulacioni ventil kloratora ima samo zadatak da podešenu količinu klora odnosno klorne otopine održava vremenski konstantnom, dok se potrebna količina klora određuje ispitivanjem vode u laboratoriju.

Pri automatski reguliranom doziranju regulator se za dodavanje klora podesi od vremena do vremena tako da postoji određeni razmjer u odnosu na protočnu količinu vode — jedinična količina vode sadrži uvijek istu dodatnu količinu klora.

Najbolji su automatski kloratori oni koji rade zavisno o količini slobodnog klora u vodi. Pri toj vrsti kloratora detektor utvrđuje količinu slobodnog klora u vodi i onda se preko regulatora vrši odgovarajuće djelovanje na uređaj za doziranje.

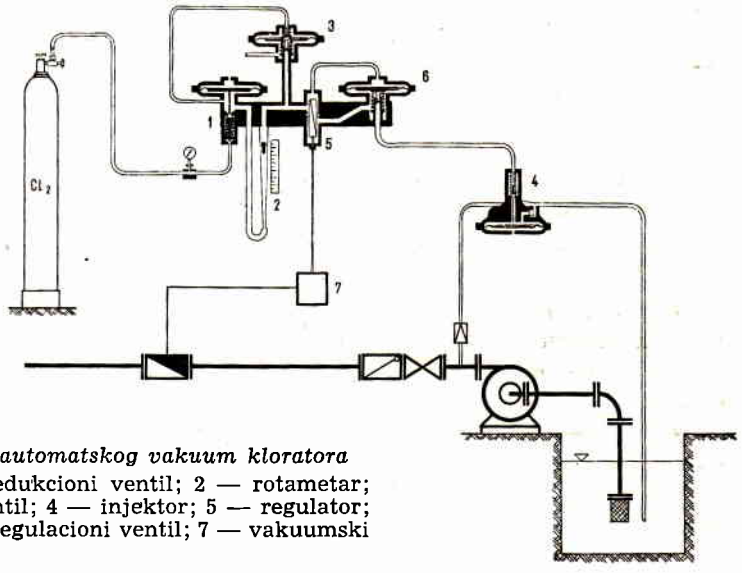
Međutim, i ta vrsta kloratora ima ozbiljnih nedostataka. U prvom redu zbog toga što regulaciona staza sadrži veliko mrtvo vrijeme. Slobodni se klor utvrđuje tek pošto se klor izmiješao s vodom. To znači da između uvođenja klora i mjerenja ubačene doze postoji znatan vremenski razmak. Za to vrijeme može doći i do znatnih promjena u potrošnji odnosno dobavi vode pa to ometa automatski proces održavanja unaprijed zadane konstantne vrijednosti slobodnog klora. Taj se nedostatak može djelomično izbjeći primjenom dvostepene regulacije dobave klora. Prvi stepen omogućuje brzu regulaciju dobave klora u odnosu na protok vode, dok drugi stepen vrši — s obzirom na unaprijed zadanu koncentraciju slobodnog klora u vodi — polaganu, točnu automatsku korekturu doze klora pomoću analizatora.

Na sl. 266. prikazana je principijelna shema rada jednog automatskog vakuum kloratora engleske proizvodnje čija primjena dolazi u obzir onda kada pouzdana kvaliteta vode dozvoljava veću slobodu pri odabiranju sustava automatskog ploriranja.

Primjena ovog kloratora omogućuje:

— automatsko uključivanje kloratora u trenutku uklapanja pumpe i automatsko isključivanje pri prestanku rada pumpe;
— automatsko doziranje klora kao funkcija protočne količine vode.

Iz boce s klorom plinoviti klor ulazi u regulacioni redukcioni ventil (1) koji smanjuje pritisak klora i djelovanjem membrane regulira veličinu vakuuma u dijelu koratora do regulatora. Pladanj je ovog ventila opterećen oprugom tako da do otvaranja ventila i ulaza klora u klorator može doći samo ako je uređaj pod vakuumom. U tom slučaju atmosferski pritisak odnosno razlika pritiska djeluje na membranu ventila, svladava silu opruge i otvara pladanj te na taj način onemogućuje ulaženje klora u klorator.



Sl. 256 Shema automatskog vakuum kloratora
1 — regulacioni redukcioni ventil; 2 — rotametar; 3 — sigurnosni ventil; 4 — injektor; 5 — regulator; 6 — membraniski regulacioni ventil; 7 — vakuumski pretvarač

Prolazom kroz rotametar (2) mjeri se protočna količina klora pri čemu ze skala već baždarena u jedinicama koncentracije klora (mg/l). Kapacitet kloratora može se mijenjati s promjenom mase lebdila i presjeka rotametarske cijevi a zavisno o količini vode koju treba klorirati.

Sigurnosni je ventil (3) kombinirani ventil za vezu uređaja s atmosferom. U slučaju da u uređaju dođe do prevelikog vakuuma — npr. kada se isprazni boca klora — u uređaj se upušta zrak iz okoline i tako održava vakuum u potrebnim granicama. Kad se zrak upusti u klorator ne prolazi kroz rotametar, pa prema tome do pokazivanja koncentracije klora dolazi samo pri stvarnom prolaženju klora kroz klorator. Sigurnosni ventil djeluje i u slučaju da se u kloratoru iz bilo kojeg razloga razvije veći pritisak klora od dozvoljenog. U tom se slučaju suvišak klora ispušta u atmosferu.

Ejektor 4) razvija potreban vakuum i ovdje se miješa klor s vodom. Sastavni je dio ejektora membranski ventil opterećen oprugom. On čvrsto zatvara dovod klora kada ejektor ne radi. U sklopu ejektorskog uređaja nalazi se i kuglasti povratni ventil koji sprečava eventualni povrat klorne otopine u klorator.

Regulacija se dodavanja klora vrši u redulatoru (5), čiji je detalj prikazan na sl. 257. Regulator se sastoji od klipa koji se kreće u ugrađenom fiksnom prstenu. Klip je izveden s utorom u obliku slova *v*. Utor počinje blziu jednog kraja klipa i postepeno se povećava sve do drugog kraja gdje dostiže svoju maksimalnu širinu i dubinu.

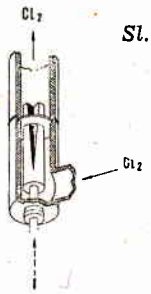
Na mjestu prolaza klipa kroz prsten postiže se slobodni presjek u obliku slova *V* i u zavisnosti o položaju klipa unutar prstena postiže se veći ili manji slobodni presjek za prolaz klipa. Tim se mijenja i protočna količina klora. Konstantan pad pritiska u redulatoru — bez obzira na slobodnu površinu presjeka — održava se membranskim regulacionim ventilom (6).

Regulacija dodane količine klora zavisno o dabiv pumpe vrši se posredstvom vakuumskog pretvarača (7). Razlika pritiska koja dolazi iz mjerača protoka (venturi cijev, mjerna prigušnica ili sl.) u vakuumskom pretvaraču pretvara se u vekuum signale koji djeluju na klip regulatora (5) te time automatski mijenjaju slobodan presjek utora u regulatoru dovoda klora a zavisno o protočnoj količini vode kroz mjerač protoka.

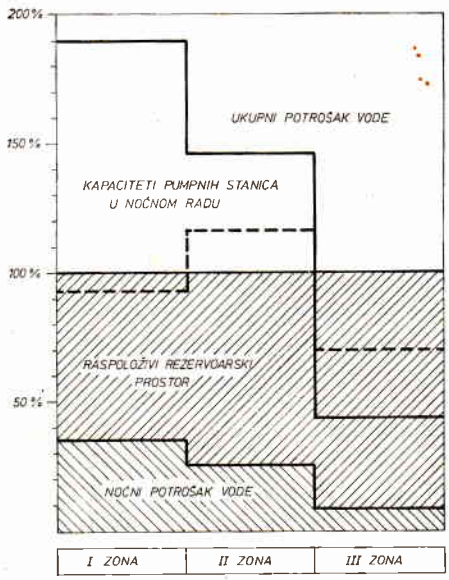
8.3 OPĆA SHEMA AUTOMATIZACIJE VODOOPSKRBNOG SUSTAVA

8.31 Izbor opće sheme automatizacije

Vodoopskrbni sustavi većih gradova u većini slučajeva bit će podijeljeni u nekoliko vodoopskrbnih zona. Pri tom će se potrošači i rezervoari više zone opskrbljivati vodom prepumpavanjem iz rezervoara niže zone.



Sl. 257 Regulator za dodavanje klora



Sl. 258 Primjer grafičkog prikaza analize osnovnih elemenata jednog vodoopskrbnog sustava

Svaki vodoopskrbni sustav zahtijeva detaljnu analizu svih faktora koji mogu utjecati na izbor opće sheme automatizacije. Postavljanje kriterija za izbor sheme automatizacije zavisit će o specifičnostima odnosnog vodookprbnog sustava, a te kriterije treba odrediti posebno za svaki pojedini slučaj.

Kao primje analize jednog vodoopskrbnog sustava razmatrat će se slučaj gradske vodoopskrbe podijeljene u tri visinske zone. S gledišta automatizacije i ekonomičnosti pogona idealno bi bilo postaviti takve odnose da se noćnim radom crpilišta s najboljim stupnjem djelovanja pumpnih agregata omogući punjenje centralnih rezervoara I zone i istovremeno podmiri noćni potrošak vode.

Na temelju ovih postavki osnovna analiza vodoopskrbnog sustava obuhvatit će slijedeće elemente:

— ukupni potrošak vode,
— raspoloživi rezervoarski prostor,
— kapacitete pumpnih stanica u noćnom radu,
— noćni potrošak vode.

Pretpostavljeni su numerički rezultati navedenih elemenata grafički prikazani na sl. 258. Ovaj grafički prikaz — u kojem je raspoloživi rezervoarski prostor + noćni potrošak vode uzet kao 100% — daje ilustrativan pregled međusobnih odnosa pojedinih elemenata analize u sve tri zone.

Analiziranjem grafičkog prikaza na sl. 258. može se utvrditi da u I zoni ne dolaze u obzir vremensko programiranje noćnog rada pojedinog crpilišta ili pojedinačne pumpne stanice, jer su ukupno moguće količine dobave svih raspoloživih postrojenja manje od noćnog potroška vode i praznog rezervoarskog prostora.

U II zoni je situacija mnogo povoljnija s obzirom na raspoložive kapacitete prepumpnih stanica, pa je u ovom slučaju korisno primijeniti automatske prepumpne stanice s uklapanjem i isklapanjem pumpnih agregata zavisno o vodostaju u rezervoarima — kombinirano sa sklopnim satom, da bi se osigurao maksimalno mogući rad za vrijeme povoljnije noćne tarife.

U III je zoni odnos potrošnje i raspoloživih kapaciteta najpovoljniji, jer je ukupna dnevna potrošnja daleko manja i od raspoloživog rezervoarskog prostora i od kapaciteta prepumpnih stanica. Prema tome se nameće zaključak da je u III zoni najzgodnije koristiti automatske prepumpne stanice koje će raditi već prema vodostaju u rezervoarima (s tim da će se sklopnim satom praktički vrijeme rada pumpa ograničiti samo na noćni rad.

Različite karakteristike pojedinih zona — s gledišta automatizacije — upozoravaju na to da se pristup automatizcijia cjelokupnog vodoopskrbnog sustava ne može temeljiti samo na idealnom rješenju automatske funkcionalne uvjetovanosti rada pumpnih stanica zavisno o vodostaju u rezervoarima, nego u shemu automatizacije treba silom prilika uključiti i ljudsko djelovanje da bi se na temelju iskustva mogao povezivati i usklađivati rad pojedinih dijelova vodoopskrbnog sustava.

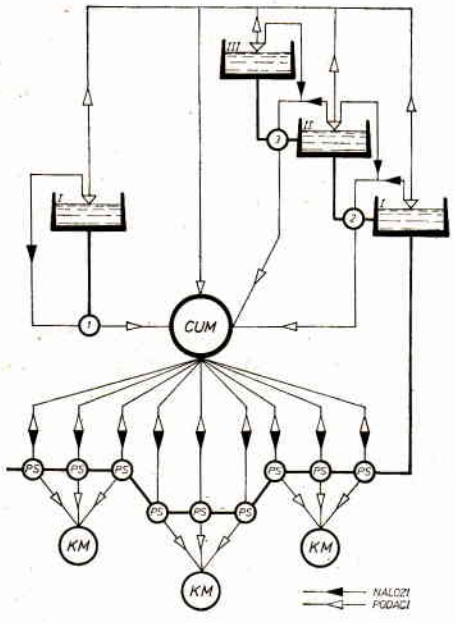
Upravo zbog toga u ovom konkretnom slučaju odabire se takva opća shema automatizacije za čiju bi se osnovnu karakteristiku moglo reći da predstavlja poluautomatizirani vodoopskrbni sustav s daljinskim upravljanjem kombiniran s automatskim pumpnim i prepumpnim stanicama. Na sl. 259. prikazana je prihvaćena opća shema automatizacije koja ima karakteristike koje će biti ovdje prikazane.

1. **Centralno je upravljačko mjesto (CUM) živčano središte cijelog vodoopskrbnog sustavlja i obavlja ove funkcije:**
   a) u njega se daljinski prenose karakteristične pogonske vrijednosti iz svih dijelova vodoopskrbnog sustava tako da dežurni dispečer ima u svakom trenutku potpuni pregled cjelokupne situacije;

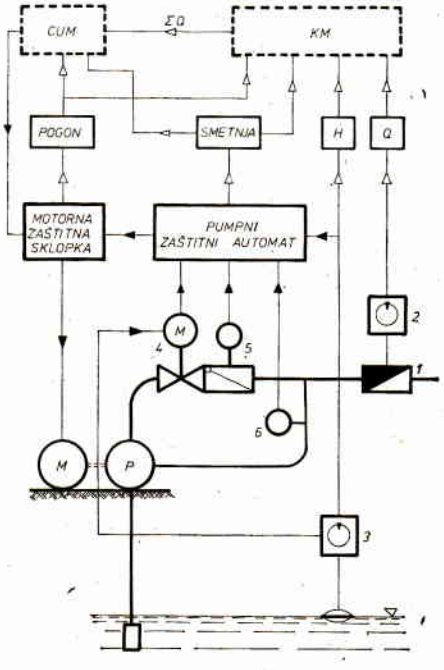
b) na temelju primljenih podataka dispečer ručno daljinski uklapa i isklapa pojedine pumpne agregate u poluautomatskim pumpnim stanicama;

c) prema potrebi dispečer provodi odgovarajuću raspodjelu vode unutar vodovodne mreže daljinskim upravljanjem motornih zasuna ugrađenih u karakteristične čvorove mreže.

2. **Uz svako crpilište ili grupu pumpnih stanica predviđeno je kontrolno mjesto (KM).** Njemu je osnovna svrha da dežurnom strojaru omogući uspješnu kontrolu svih mehaničkih, hidrauličkih i električnih radnih parametara pumpnih postrojenja u sklopu crpilišta. Ovamo se prenose sve signalizacije smetnja u radu pumpnih agregata, a dežurni strojar obavlja uviđaje na licu mjesta i uklanja manje kvarove.



Sl. 259 Opća shema automatizacije jednog vodoopskrbnog sustava



Sl. 260 Putovi naloga i podataka pri daljinskom upravljanju pumpama

3. **Poluautomatske pumpne stanice (PS)** daljinski se upravljaju sa centralnog upravljačkog mjesta kamo se prenosi i signalizacija rada pojedinog pumpnog agregata. Pogonska se mjerenja i alarmna signalizacija prenose na pripadno kontrolno mjesto.

4. **Automatske pumpe (1)** i prepumpne stanice (2 — druge zone; 3 — treće zone) rade već prema vodostajima u pripremnim rezervoarima, a u centralno se upravljačko mjesto prenosi samo signalizacija rada pumpnog agregata.

   U I. zoni predviđa se i automatske pumpne stanice (1) na periferiji vodoopskrbnog sustava, jer se s obzirom na svoje pripadne rezervoare i

usko područje vodoopskrbe može podesiti automatski rad ovih pumpnih stanica ovisno o vodostaju u rezervoaru.

5. **Vodostaj se u revervoarima daljinski** prenosi u centralno upravljačko mjesto, dok se granične vrijednosti javljaju i s alarmnom signalizacijom.

Kod vodoopskrbnog sustava klasičnog tipa svaka je pumpna stanica individualni kontrolni centar iz kojeg se može analizirati i kontrolirati samo dio ukupnog sustava. U tim okolnostima teško je dispečeru održavati kontrolu nad čitavim vodoopskrbnim sustavom, jer se svi podaci i nalazi moraju prenositi u jednom i u drugom smjeru nekim oblikom glasovne komunikacije.

Automatizirano postrojenje s automatskim pumpnim i prepumpnim stanicama, poluautomatske pumpne stanice — upravljane iz centralnog upravljačkog mjesta i nadgledane iz kontrolnog mjesta — daju dispečeru neposredne podatke o svim važnijim zbivanjima u vodoopskrbnom sustavu i omogućuju stvarno upravljanje pritiskom na dugme za svaku komponentu sustava. Primljeni podaci i upravljanje na temelju tih podataka doprinose uspješnijem radu, jer dopuštaju trenutačnu analizu čitavog sustava. Analiza može upozoriti na izvjesne težnje u sustavu, predvidjeti odnose unutar sustava pri promjeni nekih od bitnih faktora. Osim toga trenutačno praćenje uvjeta rada vodoopskrbnog sustava — opskrbljenog odgovarajućim mjernim instrumentima u karakterističnim točkama — omogućuje ranije odašiljanje službe održavanja u ugrožena područja, što je posebno važno u slučaju kvara na pumpnom agregatu ili pri lomu magistralnog cjevovoda.

8.32 Poluautomatske pumpne stanice

Analiza potrebnih operacija pri pokretanju pumpnog agregata učinjena je već u poglavlju 8.22, pa će se ovdje opisati samo funkcija najbitnijih elemenata automatizacije — uzimajući u obzir odabranu opću shemu automatizacije. Na sl. 260. shematski je prikazan put naloga i podataka pri daljinskom upravljanju iz centralnog upravljačkog mjesta.

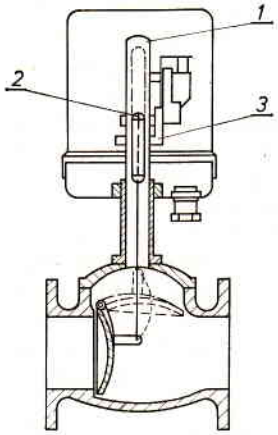
U tlačni je cjevovod ugrađena kratka venturi cijev (1). Ona omogućuje mjerenje dobavljene količine vode. Razvijeni diferentni pritisak prenosi se na protočno mjerilo (2) koje ima:

a) skalu s kazaljkom za pokazivanje trenutačne vrijednosti,
b) potenciometrijski davač za prijenos trenutačne vrijedno u kontrolno mjesto,
c) mehanizam za mehaničko sumiranje protoka,
d) impulsni kontakt za daljinsko prenošenje mjerne vrijednosti na mehanizam za sumiranje u kontrolnom mjestu.

Nivostat (3) je posebna varijanta vodokaza s plovkom. Njemu su prigrađeni upravljački i signalni elementi. Nivostat vrši ove funkcije:

a) na odgovarajućoj skali pokazuje odnosno registrira vodostaj u bunaru;
b) potenciometarskim davačem daljinski prenosi mjernu vrijednost u kontrolno mjesto;
c) progresivno upravlja prigušnu zaklopku (4);
d) vrši isklapanje pumpe kod minimalnog vodostaja. Željeni minimalni vodostaj namješta se jahačem na skali nivostata. Isklapanje se pumpe uslijed minimalnog vodostaja signalizira svjetlosnim i zvučnim signalom u kontrolno mjesto.

Prigušna je zaklopka (4) ugrađena u tlačni cjevovod i progresivno upravlja radom pumpe odnosno ograničava dobavu pumpe zavisno o vodostaju u bunaru. Pretpostavimo da je minimalni vodostaj određen sa 3,5 m iznad dna bunara. Prema tome djelovanjem prigušne zaklopke pumpa će se isključiti kod tog vodostaja a nešto ranije — npr. kod vodostaja od 4,0 m — počet će pritvaranje prigušne zaklopke.



Sl. 261 Kontakt povratne zaklopke
1 — zaštitna košuljica; 2 — željezni klip;
3 — induktivni svitak

Kontakt povratne zaklopke (5) — Ako se nakon uspjelog naloga za uklanjanje ne postigne minimalna protočna količina vode unutar određenog vremena — bilo uslijed hidrauličkih ili električnih smetnji — pumpa se treba isklopiti i upravljački strujni krug blokirati.

Određivanje se minimalnog protoka vrši kontaktom ugrađenim u zaklopu, jer je položaj same zaklopne funkcija protočne količine. U slučaju da nakon isklapanja pumpe zaklopka ne padne u svoj normalno zatvoreni položaj, upravljački je strujni krug isto tako blokira.

Kontakt je povratne zaklopke izveden principijelno tako (sl. 261) da poluga spojena sa zaklopkom pomiče željezni klip (b) aksijalno duž induktivnog svitkai (c). Klip (b) se nalazi u zaštitnoj košuljici (a) izvedenoj iz nemagnetičnog čelika. Pri zatvorenoj zaklopki klip se nalazi unutar svitka, pa je induktivni otpor svitka tako velik da može privući odgovarajući relej u pumpnom zaštitnom sklopu. Pri otvaranju zaklopke izvuče se klip, induktivni otpor svitka se smanji i relej se aktivira.

Regulator pritiska (6) kontrolira pritisak vode za hlađenje ležaja — u slučajevima kada je takvo hlađenje potrebno. Kada pritisak vode padne ispod određenog minimuma, pumpa se zaustavlja, a u kontrolno se mjesto šalje svjetlosni i zvučni signal.

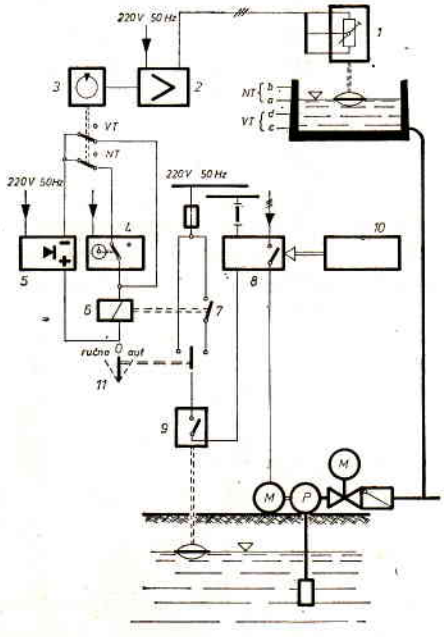
Kontaktni termometri kontroliraju pogonsku temperaturu ležaja elektromotora i pumpe te u slučaju prekoračenja namještenih maksimalnih vrijednosti isklapaju pumpu, a u kontrolno se mjesto šalje svjetlosni i zvučni signal.

Pumpni zaštitni sklop prima potrebne podatke pogonske sigurnosti od nivostata, prigušne zaklopke, kontakta povratne zaklopke, regulatora pritiska i kontaktnih termometara. Ako bilo koji od ovih elemenata signalizira prekoračenje dozvoljene veličine, pumpni zaštitni sklop preko kojih releja djeluje na motornu zaštitnu sklopku, elektromotor se isklapa i upravljački strujni krug blokira.

8.33 Automatske pumpe i prepumpne stanice

Automatske pumpe i prepumpne stanice, koje rade zavisno o vodostajima, u većini slučajeva radit će i zavisno o tarifi električne energije odnosno prvenstveno će se koristiti noćni rad. Shema je automatike takve pumpne stanice prikazana na sl. 262.

Vodostaj se u rezervoaru mjeri nivostatom (1). On ima ugrađeni potenciometarski davač. Mjerna se vrijednost prenosi preko pojačala (2) na pokazivač vodostaja (3) ugrađen u pripadnoj pumpnoj stanici. Pokazivač vodostaja ima dva kontakta i to jedan za noćni rad pri nižoj tarifi električne energije (NT) i drugi (VT) za dnevni rad za slučaj kada se vodostaj u rezervoaru spusti na kritičnu vrijednost (c) pa je potrebno puniti rezervoar bez obzira na ekonomičnost pogona.



Sl. 262 Shema automatike pumpne stanice koja radi u zavisnosti o vodostaju
1 — nivostat; 2 — pojačalo; 3 — pokazivač vodostaja; 4 — sklopni sat; 5 — ispravljač; 6 — relej; 7 — uklopni kontakt; 8 — motorna zaštitna sklopka; 9 — kontrolni nivostat; 10 — pumpni zaštitni sklop; 11 — preklopka

Sklopnim se satom (4) regulira vrijeme korištenja povoljnije tarife odnosno određuje se vrijeme u kojem će se pumpa uklapati čim vodostaj u rezervoaru padne na veličinu (a), a isklapati kada dosegne maksimalnu vrijednost (b). Prema tome, u ovom se slučaju upravljački strujni krug od ispravljača (5) zatvara preko sklopnog sata — i u slučaju automatskog rada — aktiviranjem releja (6) zatvara kontakt (7) i preko motorne zaštitne sklopke (8) uključuje elektromotor pumpe.

Uklapanje je pumpe moguće samo ako je vodostaj u bunaru — odnosno rezervoaru iz kojeg se pumpa — dovoljno visok da bi se spriječilo da pumpa povuče zrak. Kontrola se vodostaja vrši kontrolnim nivostatom (9).

Sigurnosna automatika pri pokretanju i za vrijeme rada pumpnog agregata preko pumpnog zaštitnog sklopa (10) djeluje na motornu zaštitnu sklopku i prema potrebi isklapa elektromotor. Detalji su ove automatike obrađeni u poglavlju 8.32.

Preklopkom se (11) isključuje automatska zavisnost o vodostaju u rezervoaru i omogućuje ručno uklapanje pumpnog agregata.

Na sl. 263, prikazan je detalj unutrašnjosti jedne iutomatske pumpne stanice u koje se jasno vide pojedini elementi automatike (»Sauter«, Basel). Automatsko upravljanje pumpnim agregatom vrši se nivostatom ugrađenim na zidu, a na tlačnom cjevovodu ugrađeni su povratna zaklopka s kontaktom i prigušena zaklopka s elektromotornim pogonom.

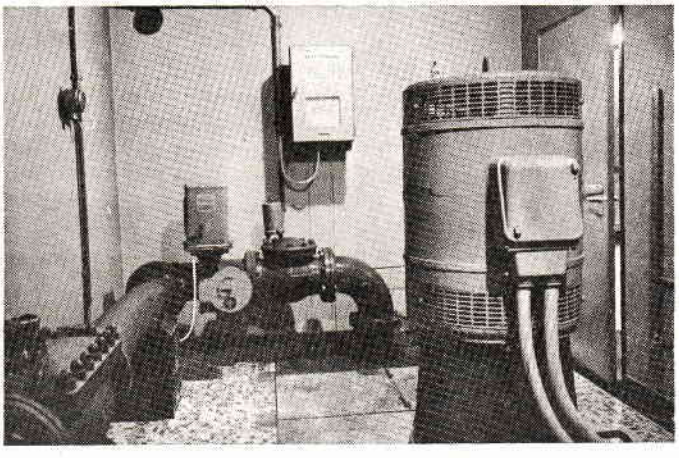
8.34 Daljinski prijenos podataka

Razvitak je tehnike daljinskog prijenosa podataka usko povezan s razvitkom elektroprivrede, pa je razumljivo da su na svom razvojnom putu i svi elementi uređaja daljinskog upravljanja bili prilagođeni potrebala elektro-

energetskih postrojenja. Za uređaje je daljinskog upravljanja elektroprivreda postavila vrlo oštre zahtjeve. Oni svakog trenutka moraju djelovati besprijekorno, pouzdano, brzo, točno i pregledno. Zahtjevi vodoopskrbe, općenito, nisu tako strogi te se njihove karakteristike i glavne razlike u odnosu na elektroenergetska postrojenja mogu sažeti na:

— prijenos na znatno manje udaljenosti,
— dopušteno dulje vrijeme prijenosa,
— to da s jednog pogonskog mjesta dolazi manji broj podataka,
— mnogo prostorno razbacanih pogona,
— manje zahtjeve s obzirom na sigurnost pogona,
— nepovoljne klimatske uvjete pojedinih pogona,
— nedostatak stručnog osoblja za održavanje uređaja daljinskog upravljanja.

Na temelju spomenutih potrebnih karakteristika sustava daljinskog prijenosa podataka potrebno je izvesti analizu svake mjerne i signalizirane veličine da bi se, koliko je to moguće, smanjili prijenosi putovi odnosno troškovi daljinskog prijenosa. Zbog toga je potrebno svaku funkciju uspoređivati na temelju ovih kriterija:



Sl. 263 Unutrašnjost jedne automatske pumpne stanice

1) da li je kontrola ove fukcije potrebna za uspješan rad postrojenja?
2) Da li postoji još neki podatak koji strojar odnosno dispečer prima, a koji mu daje ekvivalentnu spoznaju?
3) da li će daljinska kontrola ove funkcije omogućiti bolje ili sigurnije obavljanje nekog rada nego što bi se to moglo učiniti automatskim upravljanjem unutar pumpne stanice?
4) što može strojar odnosno dispečer poduzeti pošto je primio neki podatak? Ako ne može poduzeti direktnu akciju nego mora sam otići ili nekoga poslati u pumpnu stanicu, onda je dovoljno da se podatak sačuva (zapamti) u pumpnoj stanici, a u kontrolno mjesto odnosno centralno upravljačko mjesto odnosno centralno upravljačko mjesto pošalje se samo alarmni signal.

S obzirom na odabranu opću shemu automatizacije u pumpnim stanicama će se u pravilu obavljati samo pokazna mjerenja, pri čemu će se mjeriti ove veličine:

- protočna količina,
- vodostaj u bunaru,
- pritisak razvijen pumpom,
- temperatura ležaja,
- napon,
- struja,
- frekvencija,
- utrošak električne energije,
- broj sati pogona.

Iz pumpne stanice daljinski će se prenositi u kontrolno mjesto:

- protočna količina (trenutna vrijednost i sumiranje),
- vodostaj u bunaru pri čemu će se vodostaj u bunaru i pokazivati i registrirati.

U centralno upravljačko mjesto prenosit će se samo ukupna trenutna količina dobave svih pumpa u radu i to i kao pokazna i kao registrirana veličina. Osim toga tamo će se pokazivati i registrirati i vodostaj u svim rezervoarima.

U automatskih pumpnih i prepumpnih stanica koje nemaju svog posebnoga kontrolnog mjesta, potrebne kontrolne vrijednosti prenosit će se na poseban dio upravljačke ploče u centralnom upravljačkom mjestu.

S obzirom na prihvaćenu opću shemu automatizacije i postavljene kriterije za prijenos podataka u pumpnim stanicama postojat će samo svjetlosna signalizacija ovih veličina:

- rad pumpe,
- rad kloratora,
- zaštita od preopterećenja,
- zaštita od kratkog spoja,
- kontrola zalijevanja odnosno kontakt povratne zaklopke,
- pritisak rashladne vode, ako je hlađenje potrebno,
- kritična temperatura ležaja,
- minimalni vodostaj u bunaru.

U kontrolno mjesto prenosi se radna svjetlosna signalizacija i to:

- rad pumpe,
- rad kloratora,

dok se svjetlosnom i zvučnom alarmnom signalizacijom javlja:

- smetnja u radu — čim stupi u djelovanje bilo koji element — sigurnosne automatike:
- minimalni vodostaj u bunaru — da bi se moglo razlikovati da li je do sklapanja pumpe došlo zbog neke mehaničke ili električne smetnje ili zbog uvjeta vodostaja.

U centralno upravljačko mjesto svjetlosnom signalizacijom javlja se samo:

- rad pumpe,
- smetnje u radu,

dok se svjetlosnom i zvučnom ararmnom signalizacijom javlja maksimalni i minimalni vodostaj u rezervoarima.

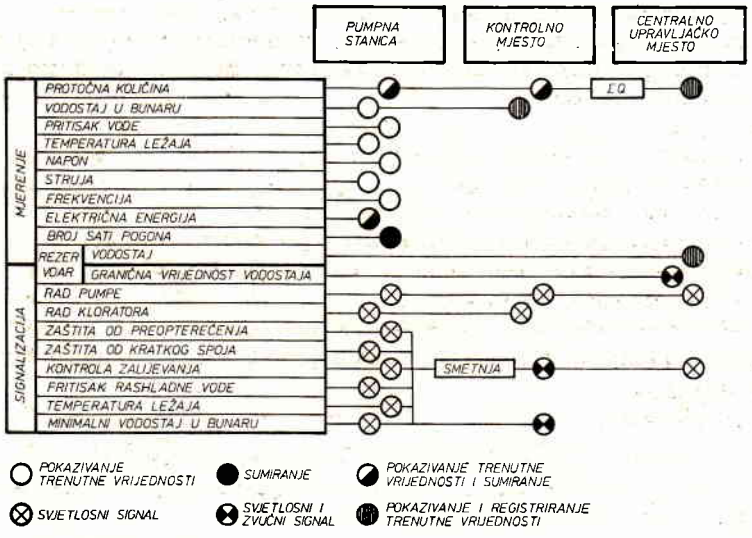
Kod automatskih pumpnih i prepumpnih stanica koje nemaju svog posebnoga kontrolnog mjesta, potrebni signali će se, kao i u slučaju mjerenja, prenositi na poseban dio upravljačke ploče u centralnom upravljačkom mjestu.

Grafički je pregled mjerenja i signalizacije te prijenosa pojedinih mjernih vrijednosti i signala prikazan na sl. 264.

8.35 Psihološki problemi uvođenja automatizacije

Prihvaćanje bilo koje opće sheme automatizacije vodoopskrbnog sustava odnosno svako uvođenje automatizacije neminovno će dovesti i do izvjesnih psiholoških problema u poduzeću. Naime, kada se prelazi s klasičnih pumpnih stanica na automatske ili daljinski upravljene stanice napušta se jedna epoha rada i ulazi se u drugu. Ovaj progres zahtijeva znatne promjene u načinu mišljenja i uprave poduzeća i svih onih radnika koji su uvođenjem nove tehnologije direktno zahvaćeni radikalnim promjenama. Ove psihološke promjene mogu imati čak i veći utjecaj na rad i unutarnje odnose u poduzeću nego primijenjene tehničke promjene.

Prijelaz s pumpnih stanica klasičnog tipa na daljinski upravljane ili daljinski kontrolirane pumpne stanice — uz zadržavanje starog osoblja — može biti težak i riskantan. Nove će se dužnosti manifestirati u smanjenom fizičkom umoru, ali povećanoj psihičkoj napetosti i duševnim naporima. Prekvalifikacija potrebnog broja dosadašnjih strojara u poslužioce na kontrolnim mjestima ili u ekipe za održavanje postrojenja predstavlja poseban problem.



Sl. 264 Grafički pregled mjerenja i signalizacije pri automatiziranoj opskrbi vodom

Prekvalifikacija će zahtijevati od strojara dodatno obrazovanje i stručno usavršavanje. Poslovi koje su ranije tražili ručnu vještinu i fizički rad sada će tražiti intelektualnu vještinu i moć prosuđivanja. Poslužioci će na kontrolnim mjestima postati koordinatori prisiljeni da promatraju, trpe napetost i dosadu, a ako nešto ide krivo da interveniraju s neposrednom ručnom korekcijom. Dosadašnji strojari moraju postati analitičari. Oni moraju razviti sposobnost pojmovnog shvaćanja situacije i steći moć brzog donošenja zaključaka. Da bi to mogli učiniti, poslužioci se morajudobro upoznati sa čitavim vodoopskrbnim sustavom, sa svim njegovim karakteristikama te svojstvima i specifičnostima opreme i uređaja.

Elemente je klasičnog vodoopskrbnog sustava relativno lako ispitati još za vrijeme montaže, postepeno ih dotjerivati i staviti u pogon. Međutim, automatizirano postrojenje zahtijeva dugo vrijeme podešavanja. Potrebno je dugo vremensko razdoblje ispitivanja opreme pod različitim radnim uvjetima. Isto je tako potrebno utvrditi i ispravljati eventualne tvorničke greške i greške pri montaži, vršiti promjene, dotjerivanja i prilagođivanqe — dok se konačno čitav sustav ne dovede do jednog prihvatljivog stupnja tehničke ispravnosti. Ovo razdoblje može trajati tjednima i mjesecima, već prema složenosti sustava upravljanja, vještini montera te kvaliteti i stanju opreme.

Upravo za vrijeme ovog razdoblja završnog dotjerivanja može doći do najvećih kriza u međusobnim odnosima svih sudionika u izgradnji automatiziranog postrojenja. Uprava poduzeća može postati nestrpljiva i suviše kritična; Prekvalificirani i osposobljeni poslužioci postaju nervozni i bez volje za suradnju; Izvođač se brine da što prije završi radove, a umjesto suradnje nailazi na pasivni otpor. Takva situacija dovodi do određene psihičke napetosti i upravo ovdje je potrebno maksimalno razumijevanje i strpljenje od strane uprave poduzeća, najtjesnija suradnja poslužioca i najviši stupanj domišljatosti od strane inženjera i tehničara — i izvođača i nadjornih organa.

Što više uprava poduzeća može mnogo toga učiniti da probudi prihvatljivo držanje radnog osoblja prema novoj opremi ako ga stalno obavještava o stanju radova, o karakteristikama i značenju nove opreme te u izvjesnoj manjoj mjeri dozvoli i suradnju nižeg osoblja pri planiranju sustava daljinskog upravljanja.

Nakon što se prijelazno razdoblje podešavanja postrojenja približi kraju uprava poduzeća će se suočiti s problemima zadovoljstva na radu i s osobnim dohocima. Prekvalificirani strojar, koji ze sposoban i koji je preuzeo nove odgovornosti poslužioca automatiziranog ili poluautomatiziranog postrojenja, neće više biti zadovoljan svojim prvobitnim osobnim dohotkom, nego će htjeti primanja i povlastice kvalificiranijeg osoblja. Zadaci tehničara — izvježbanog u području automatike — premda interesantni neće biti dovoljan stimulans za njegovo zadovoljstvo na radu. On će biti stručnjak za postrojenje, čovjek koga poduzeće neće nikako htjeti izgubiti i sigurno je da će postavljati određene financijske uvjete.

Na kraju, nekoliko napomena i o jednom psihološkom faktoru koji je neizbježan pratilac svakog uvođenja automatizacije, a to je strah dosadašnjih strojara da ne ostanu bez zaposljenja. Upravo zbog toga potrebno je u pripremnom razdoblju uvođenja automatizacije posvetiti veliku pažnju objašnjavanju značenja i posljedica uvođenja automatizacije. Lako se može dokazati da je ova glavna bojazan dosadašnjih strojara potpuno neopravdana zbog ovih razloga:

1) prekvalifikacijom unutar poduzeća moguće je zaposljavanje dosadašnjih strojara na radnim mjestima:
   a) poslužioca na kontrolnim mjestima,
   b) u radionici za održavanje pumpnih postrojenja koja će s povećanjem broja objekata i uslijed veće složenosti opreme neminovno trebati povećati broj svojih radnika;
   c) u novo utemeljenoj grupi za nadzor i održavanje automatike, koja će se proširenjem automatike bez sumnje morati osnovati;
2) proces pune automatizacije nekog vodoopskrbnog sustava trajat će sigurno najmanje desetak godina. Za to će se vrijeme automatizacija potpuno uvoditi. Za to će vrijeme dosta starijih strojara otići u mirovinu, a istovremeno

će se otvarati i novi pogoni. Prema tome lako se može zaključiti da će se za sve preostale strojare naći odgovarajuće radno mjesto i u okviru nove tehnološke organizacije.

Konačno, kakav je danas položaj strojara i kakvi su njegovi radni uvjeti? Razmatrajmo konkretan slučaj strojara u današnjoj klasičnoj pumpnoj stanici i analizirajmo njegov radni dan. Da li mu je svaki dan u godini isti? Iz dana u dan on obavlja dvije, tri iste radne operacije i zapisuje u pogonski dnevnik pokazatelje količine dobave, vodostaj u bunaru, energetske pokazatelje i sl. Jednolična — ponegdje čak nesnosna — buka strojeva, vrućina, usamljenost i odvojenost od kolektiva s vremenom tako utječe na te ljude da s obzirom na shvaćanja koja im se pojavljuju u svijesti za vrijeme samovanja u službi postaju po malo strani i u odnosu na kolektiv i u krajnjo liniji — u odnosu na čitavu društvenu zajednicu.

Prema tome ako se usporede radni uvjeti pod kojima danas rade strojari u pumpnim stanicama s radnim uvjetima u automatiziranom pogonu dobiva se i određena slika. Na jednoj strani vidimo čovjeka bez perspektive kako čitav dan radi nekoliko istih operacija, a većinu radnog vremena provodi u svojoj skučenoj prostoriji i dangubi. Na drugoj strani vidimo tog istog čovjeka u modernoj pokretnoj radionici kako u društvu s tehničarom i električarem — opskrbljeni najsuvremenijim instrumentima — obilazi i s poletom održava desetak pumpnih stanica.

9. ORGANIZACIJA RADA NA PUMPNIM STANICAMA

9.1 STRUČNA OSPOSOBLJENOST STROJARA

Rukovanje pumpnim agregatima mogu vršiti samo osobe koje su stručno osposobljene i koje ispunjavaju uvjete iz »Pdavilnika o stručnoj spremi i drugim uvjetima za vršenje poslova u radnim organizacijama koje imaju elektroenergetska postrojenja i sudove pod pritiskom« (Sl. lisa SFRJ br. 47/64).

Prema složenosti rada, potrebnom stupnju stručne spreme i odgovornosti navedeni Pravilnik predviđa dva radna mjesta i to:

— rukovaoca pumpa koja obuhvaća poslove samostalnog rukovanja pumpama svih vrsta snage do 250 KS (184 kW) bez obzira na vrstu pogona;
— strojara pumpnih stanica koje obuhvaća poslove samostalnog rukovanja pumpnim stanicama i pumpama svih vrsta i snaga.

Poslove rukovaoca pumpa može vršiti:

1) polukvalificirani strojobravar, bravar, metalostrugar, automehaničar ili vodoinstalater koji poslije praktičnog rada od osamnaest mjeseci u proizvodnji ili na popravcima pumpa odnosno na rukovanju pod nadzorom pumpama, od kojih najmanje šest mjeseci na rukovanju pumpama, položi odgovarajući stručni ispit;
2) radnik koji poslije praktičnog rada od dvije godine u proizvodnji ili na popravcima pumpa odnosno na rukovanju pumpama pod nadzorom od toga najmanje šest mjeseci na rukovanju pumpama, položi odgovarajući stručni ispit.

Poslove strojara pumpnih stanica može vršiti:

1) radnik sa stručnim obrazovanjem kvalificiranog strojobravara, bravara metalostrugara, vodoinstalatera ili automehaničara koji poslije praktičnog rada

od tri godine u proizvodnji ili na popravcima pumpa klipnih ili rotacionih) i njihovih uređaja odnosno na rukovanju pod nadzorom pumpnim stanicama od kojih najmanje šest mjeseci na rukovanju pumpnim stanicama snage preko 250 KS (184 kW) položi odgovarajući stručni ispit:

2) rukovalac pumpa koji ima stručno obrazovanje strojobravara, bravara, metalostrugara, vodoinstalatera ili automehaničara i koji poslije praktičnog rada od jedne godine na rukovanju pod nadzorom pumpnim stanicama snage preko 250 KS (184 kW) položi odgovarajući stručni ispit.*

Stručni ispit polaže se pred ispitnom komisijom koju imenuje Republički Sekretarijat za energetiku, industriju i zanatstvo. Stručni ispit polaže se prema programu koji je donio Savezni sekretarijat za industriju i trgovinu (dodatak Sg. listu SFRJ br. 46/65), a obuhvaća ove predmete:

a) za rukovaoca pumpa.

— tehničke propise i zaštitu na radu,
— fiziku i tehnologiju,
— osnove elektrotehnike,
— pumpe i pumpna postrojenja;

b) za strojara pumpnih stanica:

— organizaciju rada, tehničke propise i zaštitu na radu,
— fiziku,
— elektrotehniku,
— tehnologiju vode,
— pumpe i pumpna postrojenja.

9.2 DUŽNOST STROJARA

Dužnosti strojara na pojedinoj pumpnoj stanici trebaju biti određene posebnim uputama koje propisuje rukovodilac pogona.

Strojari trebaju raditi prema točno utvrđenom redoslijedu smjena koji donosi dispečar ili neka druga osoba koju odredi rukovodilac pogona. Narušavanje utvrđenog redoslijeda smjena nije dozvoljeno. U iznimnim se slučajevima može izvršiti zamjena jednog strojara drugim, ali tek dopuštenjem rukovodioca pogona ili njegovvg zamjenika.

Trajanje jedne smjene ne smije biti duže od 8 sati, a između dviju smjena radnik treba imati najmanje 16 sati slobodno. Služba u toku dviju uzastopnih smjena nije dozvoljena.

Broj strojara u jednoj smjeni na nekoj pumpnoj stanici određuje se prema lokalnim uvjetima posluživanja opreme i zahtjevima tehnike sigurnosti.

Svaki strojar kada dolazi u službu treba preuzeti dužnost od prethodnog strojara, a nakon završetka službe treba predati dužnost slijedećem strojaru. Zabranjen je odlazak iz službe bez predavanja dužnosti.

Pri preuzimanju dužnosti strojar je dužan:

— upoznati se sa stanjem i režimom rada pumpnih agregata i ostale opreme ličnim posmatranjem, a u opsegu propisanom uputama;

* U toku je postupak izmjene navedenog Pravilnika u smislu zahtjeva za većim kvalifikacijama. Za strojara pumpnih stanica traži se visokokvalificirani radnik određenih zanimanja, a za rukovaoca pumpa kvalificirani radnik.

— od strojara koji predaje dužnost saznati opaske o strojevima ili uređajima kojima je potrebno postaviti posebnu pažnju da bi se izbjegli možebitni kvarovi;
— od strojara koji predaje dužnost primiti podatke o opremi koja se nalazi u remontu;
— preuzeti alat, mazivo, krpe za brisanje i druge materijale, pogonski dnevnik i ostalu dokumentaciju;
— upoznati se sa svim opaskama i zapažanjima za vrijeme prethodne smjene;
— provjeriti ispravnost svih sredstava veze, točnost sata, ispravnost instalacije nužne rasvjete;
— obavijestiti dispečera o preuzimanju smjene i o svim nedostacima primijećenim pri preuzimanju smjene;
— primopredaju smjene unijeti u pogonski dnevnik s potpisom strojara koji predaje i koji prima smjenu.

Strojar je u službi odgovoran za pravilno vršenje radnih operacija i siguran rad strojara i opreme u djelokrugu svog rada. On je dužan provoditi ekonomičan i siguran režim rada pumpnih agregata i ostale opreme u skladu s uputama ili operativnim potrebama dispečera.

Za vrijeme službe strojar je dužan vršiti sistematski obilazak i vršiti nadzor nad strojevima i opreme u pumpnoj stanici odnosno u svom djelokrugu rada. Pri obilasku općenito se provjerava ispravnost režima rada, stanje strojeva i opreme, čistoća u pumpnoj stanici i svim pomoćnim prostorijama. Posebni se zahtjevi pri obilasku utvrđuju u uputama za rad na određenom radnom mjestu. Zapažanja uočena za vrijeme obilaska strojar upisuje u pogonski dnevnik.

Očitavanje mjernim instrumenata potrebno za analizu tehničke ispravnosti i ekonomičnosti rada postrojenja strojar treba obavljati u unaprijed određenim vremenskim razmacima i upisivati ih u propisane formulare.

Strojar ne smije dozvoliti ulazak stranim licima u pumpnu stanicu kao ni u ograđeno područje uz pumpnu stanicu. Strojar može dozvoliti ulazak samo licima koja imaju dozvolu uprave poduzeća te organima ovlaštenih inspektorata. U toku je boravka takvih lica u pumpnoj stanici strojar dužan da ih upozna sa svim opasnostima u pogonu te je odgovoran za njihovu sigurnost.

Rukovodilac pumpne stanice voda strojarnice) može biti (zavisno o veličini pumpne stanice) strojar pumpnih stanica, tehničar, pogonski ili diplomirani inženjer. Sva osnovna oprema koja osigurava dobavu vode nalazi se pod njegovom nadležnošću. Ostalo osoblje smjene odnosno strojari u drugim smjenama trebaju ispunjavati sva naređenja rukovodioca pumpne stanice brzo i bez prigovora — osim onih naređenja čije bi izvršenje ugrozilo sigurnost osoblja ili opreme. Odgovornost za neispunjavanje naređenja rukovodioca pumpne stanice snosi radnik koji ne ispunjava naređenje kao i rukovodilac pogona kome je podnesena prijava o neizvršenju naređenja, a on nije poduzeo potrebne disciplinske mjere.

O svim odstupanjima od zadanog režima rada opreme pumpne stanice, o smetnjama i kvarovtima rukovodilac pumpne stanice mora upoznati dispečera i osoblje na objektima na kojima bi se mogao osjetiti utjecaj odstupanja od normalno režima rada pumpne stanice.

Bez znanja dispečera ne smije se isključiti iz rada ni jedan pumpni agregat — somi u slučaju ako postoji očigledna opasnost za sigunost osoblja i opreme.

9.3 TEHNIČKA DOKUMENTACIJA I POGONSKE UPUTE

Na svakoj pumpnoj stanici treba biti pohranjena ova dokumentacija:
— atesti strojeva i opreme u skladu sa zakonskim propisima i tehničkim pravilima;
— tvorničke i interne pogonske upute za rukovanje pojedinim strojevima i opremom;
— montažni nacrti pumpnog postrojenja i ostale opreme u pumpnoj stanici;
— izvedbeni građevinski nacrti objekta;
— situacija objekta s ucrtanim svim podzemnim instalacijama (vodovod, kanalizacija, učinski i signalni kabeli itd).

U navedenu je dokumentaciju potrebno unositi sve izmjene koje su vršene u pumpnoj stanici u toku eksploatacije.

Upute za rukovanje moraju obuhvatiti:
— normalan rad pumpne stanice,
— rad pumpne stanice za vrijeme kvara osnovnog pumpnog agregata,
— rukovanje kloratorom,
— rukovanje kontrolnim i mjernim instrumentima,
— rad s uređajima grijanja i ventilacije,
— rad s uređajima za dizanje i prenošenje tereta.

U ovim uputama moraju biti sadržani:
— prava, dužnosti i odgovornost strojara;
— redoslijed operacija pri pokretanju i zaustavljanju pumpnih agregata;
— redoslijed operacija pri uključivanju i isključivanju kloratora;
— nadzor, reguliranje i redovno održavanje strojeva i opreme;
— mjere za sprečavanje i uklanjanje kvarova;
— higijensko tehnička zaštita i mjere protupožarne zaštite.

U slučaju velikih pumpnih stanica u kojih se istovremeno nalazi na dužnosti nekoliko strojara. Na svakoj pojedinoj pogonskoj uputi za rukovanje mora se nalaziti i popis radnih mjesta za koja je odnosna uputa obvezna.

Sve pogonske upute moraju biti potpisane od rukovodioca pogona i tehničkog rukovodioca poduzeća. Svakom je strojaru potrebno dati jedan primjerak onih uputa čije je poznavanje za njega obvezno. Primitak uputa za rukovanje strojar potvrđuje svojim potpisom.

Upute za rukovanje trebaju se jednom godišnje analizirati te prema potrebi nadopuniti i uskladiti s eventualno izvršenim izmjenama strojeva i opreme. Sa svakom izmjenom uputa za rukovanje treba odmah upoznati sve osobe koje su ih dužne poznavati.

9.4 TEHNIČKO-EKONOMSKI NORMATIVI RADA PUMPNE STANICE

Na pumpnim je stanicama potrebno vršiti izračunavanje ekonomičnosti rada pumpnih agregata prema ovim tehničko-ekonomskim pokazateljima:
— količina dobavljene vode u rezervoare odnosno neposredno u potrošnju,
— potrošak vode za vlastite potrebe,
— utrošak električne energije (goriva, pare) za dobavu vode i to u apsolutnom iznosu i kao specifični utrošak na 1000 m^3 dignute vode,
— utrošak električne energije (goriva, pare) za vlastite potrebe u apsolutnom iznosu i kao specifični utrošak u odnosu na ukupni utrošak energije,

— broj sati rada i stajanja strojeva i opreme,
— stupanj djelovanja pojedinih stroqeva i pumpne stanice kao cjeline.

Svi osnovni strojevi pumpne stanice trebaju imati tehničke karakteristike koje se povremeno kontroliraju i korigiraju. Ispitivanje tehničkih karakteristika strojeva treba vršiti najmanje jednom u dvije godine.

Postavljanje normativa rada pumpne stanice treba vršiti prema progresivnim tehničko-ekonomskim normativima korištenja strojeva uzimajući u obzir rezultate ispitivanja proizvođača i karakteristite tehnološkog procesa pumpne stanice. U slučaju rekonstrukcije ili uvođenja elemenata automatizacije postavljene normative treba korigirati. Tehničko-ekonomske normative rada treba postaviti za pojedine strojeve i za pumpnu stanicu kao cjelinu. Pri tom svake godine treba utvrditi nove normative, a tromjesečno treba vršiti njihovu eventualnu korekturu.

Praćenje ekonomičnosti rada treba vršiti na odgovarajućim preglednim formularima koje treba voditi kao dnevne, mjesečne, tromjesečne i godišnje. Analizu pokazatelja ekonomičnosti rada vrše rukovodilac pumpne stanice i rukovodilac pogona. Tromjesečne i godišnje analize popraćene izvještajem i prijedlozima za povećanje ekonomičnosti rada rukovodilac pogona dostavlja tehničkom rukovodiocu poduzeća.

Literatura

1. Beck, K.: Automatisierung in Wasserwerken, Oldenbourg, München 1961.
2. Činjajev, I. A.: Poršnjevije nasosi, Mašinostrojenije, Moskva 1966.
3. Fuchslocher—Schluz, H.: Die Pumpen, Springer, Berlin 1955.
4. Gorin, G. S.: Automation, Inter. Water Supply Assoc., London 1961.
5. Jambrošić, Ž.: Mogućnosti automatizacije u opskrbi pitkom vodom, Zbornik radova JUREMA, Zagreb 1964.
6. Jambrošić, Ž.: Izbor i analiza sustava automatizacije za postrojenje Zagrebačkog vodovoda, Zbornik radova JUREMA, Zagreb 1965.
7. Karassik, I. J.: Engineers' Guide to Centrifugal Pumps, McGraw-Hill, New York 1964.
8. Karelin, V. J.: Kavitacionije javljenija v centrobežnih i osevih nasosah, Mašgiz, Moskva 1963.
9. Koller, F.: Die Pumpwerksarten, Springer, Wien 1953.
10. Kristal, F. A.: Pumps, McGraw-Hill, New York 1953.
11. Lobačev, P. V. — Ševeljev, F. A.: Vodomjeri dlja vodoprovodov i kanalizaciji, Stroiizdat, Moskva 1964.
12. Mališevskij, N. G.: Vodoprovodnije i kanalizacionije nasosi i nasosnije stanciji, Harkov 1960.
13. Pfleiderer, C.: Die Kreiselpumpen, Springer, Berlin 1955.
14. Ritter, C.: Flüssigkeitspumpen, Springer, Berlin 1962.
15. Stepanoff, A. J.: Centrifugal and Axial Flow Pumps, Wiley & Sons, New York 1948.
16. Šabalin, A. F.: Ekpluatacija promišljenih vodoprovodov, Metalurgizdat, Moskva 1963.
17. Turk, V. I.: Nasosi i nasosnije stanciji, Gosstroiizdat, Moskva 1957.
18. Weber, F. J.: Arbeitsmaschinen, VEB Verlag Technik, Berlin 1965.

SADRŽAJ

A) PUMPE

1. OPĆENITO O PUMPAMA

1. 1 OSNOVNA PODJELA PUMPA 5
1. 2 OTPORI U CJEVOVODIMA 7

2. CENTRIFUGALNE PUMPE

2. 1 OPĆENITO O CENTRIFUGALNIM PUMPAMA . . . 14
2. 11 Rad centrifugalne pumpe 14
2. 12 Osnovna svojstva i podjela centrifugalnih pumpa . . 15
2. 2 OSNOVNI TEORETSKI POJMOVI 16
2. 21 Geodetska i manometarska visina dizanja 16
2. 22 Glavna jednadžba centrifugalne pumpe 22
2. 23 Snaga pumpe i stupanj djelovanja 25
2. 24 Karakteristične krivulje pumpe 29
2. 25 Specifični broj okretaja 32
2. 26 Bezdimenzijski broj okretaja 36
2. 27 Uvjeti sličnog rada 37
2. 28 Najveća dozvoljena geodetska usisna visina 42
2. 3 GLAVNI DIJELOVI CENTRIFUGALNE PUMPE . . . 45
2. 31 Kućište 45
2. 32 Rotor 47
2. 33 Brtveni prsteni 48
2. 34 Osovina 50
2. 35 Ležaji 50
2. 36 Brtvenice 53
2. 37 Elementi za rasterećenje aksijalne sile 58
2. 4 KONSTRUKTIVNE IZVEDBE CENTRIFUGALNIH PUMPI 60
2. 41 Jednostepene pumpe 60
2. 42 Višestepene pumpe 62

2. 43 Vertikalne pumpe 66
2. 44 Uronjene pumpe 69
2. 45 Samousisne pumpe 70

2. 5 PONAŠANJE CENTRIFUGALNIH PUMPA U POGONU . 75
2. 51 Zalijevanje centrifugalnih pumpa 75
2. 52 Pokretanje centrifugalnih pumpa 78
2. 53 Regulacija centrifugalnih pumpa 78
2. 54 Rad centrifugalnih pumpa u vodoopskrbnom sustavu . 82

2. 6 SMETNJE U RADU CENTRIFUGALNIH PUMPA . . . 88
2. 61 Kavitacija 88
2. 62 Galvanska korozija 92
2. 63 Osnovne neispravnosti u radu centrifugalnih pumpa . 93

2. 7 KONTROLA RADA I ODRŽAVANJE CENTRIFUGALNIH PUMPA 98
2. 71 Pogonska kontrola pumpnog agregata 98
2. 72 Održavanje centrifugalnih pumpa 99

2. 8 OSTALE VRSTE ROTACIONIH PUMPA 101
2. 81 Propelerne pumpe 101
2. 82 Poluaksijalne pumpe 103

3. KLIPNE PUMPE

3. 1 OPĆENITO O KLIPNIM PUMPAMA 104
3. 11 Rad klipne pumpe 104
3. 12 Podjela klipnih pumpa 106
3. 13 Osnovna svojstva klipnih pumpa 107

3. 2 OSNOVNI TEORETSKI POJMOVI 108
3. 21 Zakon gibanja klipa 108
3. 22 Dobava klipne pumpe 110
3. 23 Promjena pritiska pri usisavanju i potiskivanju . . . 114
3. 24 Djelovanje zračnih komora 116
3. 25 Indikatorski dijagram i snaga pumpe 119

3. 3 VRSTE KLIPNIH PUMPA 124
3. 31 Jednoradne klipne pumpe 124
3. 32 Dvoradne klipne pumpe 125
3. 33 Dvocilindrične klipne pumpe 127
3. 34 Višecilindrične klipne pumpe 129
3. 35 Diferencijalne klipne pumpe 130
3. 36 Parne klipne pumpe 131

3. 4 GLAVNI DIJELOVI KLIPNE PUMPE 137
3. 41 Cilindar 137
3. 42 Klip 138
3. 43 Ventili 139
3. 44 Brtvenice 141
3. 45 Zračne komore 142
3. 5 PONAŠANJE KLIPNIH PUMPA U POGONU 143
3. 51 Karakteristične krivulje klipnih pumpa 143
3. 52 Paralelan rad klipnih pumpa 145
3. 53 Pogonski uvjeti rada klipnih pumpa 146
3. 54 Neispravnosti u radu klipnih pumpa 148
3. 6 OSTALE VRSTI VOLUMNIH PUMPA 152
3. 61 Krilne pumpe 152
3. 62 Membranske pumpe 152
3. 63 Zupčaste pumpe 153
3. 64 Vijčane pumpe 154

4. PUMPE POSEBNIH KONSTRUKCIJA

4. 1 MAMUT PUMPE 157
4. 2 STRUJNE PUMPE 165
4. 21 Ejektori 165
4. 22 Injektori 168
4. 23 Parni ejektori 169
4. 3 HIDROUDARNE PUMPE 170

B) PUMPNE STANICE

5. VODOOPSKRBNE PUMPNE STANICE

5. 1 OPĆENITO O PUMPNIM STANICAMA 173
5. 11 Podjela pumpnih stanica 173
5. 12 Razmještaj pumpnih agregata u pumpnoj stanici . . 175
5. 2 HIDROFORSKA POSTROJENJA 177
5. 21 Primjena i rad hidroforskih postrojenja 177
5. 22 Karakteristike tlačnog kotla 181
5. 23 Izvedba tlačnog kotla 182
5. 24 Punjenje tlačnog kotla zrakom 183
5. 25 Ispitivanje i pregledi tlačnog kotla 184

6. OSNOVNA OPREMA PUMPNE STANICE

6. 1 CJEVOVODI 185
6. 11 Općenito 185
6. 12 Usisni cjevovodi 186
6. 13 Tlačni cjevovodi 188
6. 2 ARMATURE 188
6. 21 Usisne košare 188
6. 22 Zasuni 190
6. 23 Prigušne zaklopke 194
6. 24 Povratne zaklopke 196

7. POMOĆNA OPREMA PUMPNE STANICE

7. 1 MJERENJE 198
7. 11 Mjerenje pritiska 198
7. 12 Mjerenje protoka 202
7. 13 Mjerenje vodostaja 218
7. 2 KLORATORI 221
7. 21 Općenito o kloriranju 221
7. 22 Klorna potreba vode i slobodan klor 223
7. 23 Izvedbe kloratora 223
7. 24 Higijensko tehničke zaštitne mjere pri radu s kloratorima 227
7. 3 ZAŠTITA OD HIDRAULIČKOG UDARA 229
7. 31 Općenito o hidrauličkom udaru 229
7. 32 Sredstva zaštite od hidrauličkog udara 233

8. AUTOMATIZACIJA PUMPNIH STANICA

8. 1 OPĆENITO O AUTOMATIZACIJI VODOOPSKRBE . . 236
8. 11 Svrha i mogućnosti automatizacije u vodoopskrbi . . 236
8. 12 Elementi automatizacije 238
8. 2 OSNOVNI ELEMENTI AUTOMATIZACIJE PUMPNIH STANICA 240
8. 21 Izbor sheme automatizacije 240
8. 22 Automatsko pokretanje pumpnih agregata 243
8. 23 Automatsko kloriranje 248
8. 3 OPĆA SHEMA AUTOMATIZACIJE VODOOPSKRBNOG SUSTAVA 250
8. 31 Izbor opće sheme automatizacije 250
8. 32 Poluautomatske pumpne stanice 253
8. 33 Automatske pumpne i prepumpne stanice 254

8. 34 Daljinski prijenos podataka 255
8. 35 Psihološki problemi uvođenja automatizacije . . . 258

9. ORGANIZACIJA RADA NA PUMPNIM STANICAMA

9. 1 STRUČNA OSPOSOBLJENOST STROJARA 260
9. 2 DUŽNOSTI STROJARA 261
9. 3 TEHNIČKA DOKUMENTACIJA I POGONSKE UPUTE . 263
9. 4 TEHNIČKO-EKONOMSKI NORMATIVI RADA PUMPNE STANICE 263